



Universidad  
Carlos III de Madrid

**ACTUACIONES DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE  
PARA SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS  
EN PAÍSES EN VÍAS DE DESARROLLO**

Trabajo Fin de Grado

**GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

Escuela Politécnica Superior

Autora: Sandra Esteban Biescas

Tutora: Lucía Blanco Cano

Leganés, febrero de 2015

*A mis abuelos*

## Agradecimientos

En estas líneas quisiera dar las gracias a todas las personas que me han apoyado a lo largo de la carrera y en especial, en la elaboración de este Trabajo Fin de Grado.

A toda mi familia, tíos, primos y, sobre todo, abuelos, porque, aún en la distancia, no han dejado de apoyarme ni un minuto. Especialmente a mis padres, Carlos y Cristina, por haberme enseñado a elegir el camino desde pequeña, aunque a veces sea realmente complicado; gracias por ayudarme siempre que lo he necesitado; por aguantar mis momentos de estrés (a veces constantes), pues ellos y Alberto fueron los más perjudicados; gracias a los tres por compartir la vida y los sueños. A mi hermano, el pilar fundamental de mi vida, gracias y mil veces gracias por todas las fuerzas y los ánimos que me has dado, por compartir juntos tristezas y alegrías y, sobre todo, la espontaneidad que nos caracteriza.

Gracias a todas aquellas personas que me habéis hecho feliz. A mis amigas del *cole*, por seguir siempre ahí, aún cuando yo no estoy; por hacer que el día más tonto se convierta en el más inolvidable. A todos aquellos que llegasteis hace cinco años a mi vida y hoy sois una parte indispensable de ella, queridos amigos de carrera; gracias por hacer mejores los días de nueve a nueve en la *uni*, por saber recompensarnos tras unas duras prácticas, por llorar y reír juntos en los exámenes (antes y después), por los divertidísimos viajes (cámara en mano) recorriendo el mundo. A los mochaleros y los ibdeños, por hacer más divertida la vida y llevarme a conocer lugares preciosos y remotos entre las montañas de nuestros pueblos, en los que desconectar del estrés. Y gracias a Raúl, por su apoyo incondicional durante todos estos años y especialmente en los últimos meses, gracias por animarme y preguntarme cada día cómo lo llevas.

También quisiera dar las gracias a mi queridísimo Alud, por enseñarme desde pequeña que se puede construir un mundo mejor, gracias a todos los que habéis hecho posible mi camino en el Grupo; y, en especial, quiero dar las gracias al Kraal, por apoyarme tanto en los momentos más difíciles. Gracias a la Fundación Pablo Horstmann por confiar en mí durante todos estos años y permitir que los niños me den mil veces lo que les pueda dar a ellos. Sin ambos, no habría sido éste el proyecto elegido.

Por último, quiero mostrar mi agradecimiento a todo el profesorado de la Universidad Carlos III que, con mayor o menor cercanía y comprensión, pero con la misma profesionalidad, ha colaborado en mi desarrollo personal y profesional. Al equipo de Ge2, gracias por ofrecerme la primera experiencia laboral y apoyarme tanto en ésta como en el proyecto.

Y en especial quiero darle las gracias a Lucía, mi tutora. Gracias por la confianza depositada y por acompañarme en este camino, por orientarme tanto y tan bien, por tus consejos, por ayudarme a superar las inseguridades y los momentos críticos... Gracias por todo y gracias por engancharme, un poquito más, a este apasionante mundo de las tecnologías apropiadas.

## ***RESUMEN***

El uso de secaderos solares para el secado de productos agrícolas es una de las tecnologías apropiadas en crecimiento en los países en vías de desarrollo.

En el marco de las tecnologías apropiadas se define el presente Trabajo Fin de Grado para caracterizar el proceso de calentamiento de aire y la capacidad de secado de un secadero solar activo (de convección forzada) de tipo distribuido protegiendo así al máximo los productos agrícolas de los agentes externos. Este sistema se basa en el aprovechamiento de la energía solar para calentar el aire que entra a la cámara de secado utilizando un colector solar plano.

Se desarrolla un modelo matemático basado en un balance energético en el colector para calcular la temperatura del aire a la salida del colector solar. Las variables de entrada al modelo son, por un lado, las condiciones climáticas del lugar en el que está localizado el secadero solar, esto es, la temperatura y humedad del ambiente, la irradiación solar sobre el plano inclinado (previo cálculo), la velocidad del viento; y por otro, los parámetros de diseño del colector, sus dimensiones (sección, longitud y anchura), el caudal de aire y las características de los materiales empleados. Los resultados obtenidos del modelo teórico, que ha sido implementado en MATLAB utilizando un método iterativo, se han validado con resultados experimentales de la literatura obteniendo errores relativos pequeños (menores que el 6 %).

Una vez obtenida la temperatura se desarrolla otro modelo matemático para calcular la capacidad de secado del aire que secará los productos agrícolas. Para la resolución de las ecuaciones se emplea un método numérico (Newton-Raphson). La capacidad de secado del aire indica cuánto caudal másico de agua (contenida en los productos a secar) es capaz de extraer la corriente de aire que circula en la cámara de secado. Partiendo de este parámetro se define la eficacia de secado que se define como la mejora que provoca el precalentamiento de la corriente de aire que circula en la cámara de secado mediante el uso de un colector solar sobre el ambiente. Además, se ha comprobado la capacidad y eficacia de secado para dos casos particulares, proponiendo mejoras para aumentarlas.

Por último se realiza un análisis paramétrico en base a un caso nominal establecido, para estudiar cómo influyen las variaciones en las condiciones de diseño y operación al funcionamiento del colector fijando una de ellas. Los resultados muestran que la temperatura del aire a la salida del colector es mayor cuanto más largo o más ancho es éste, ya que el tiempo de residencia aumenta. También aumenta la temperatura para caudales másicos bajos porque hay que calentar menos masa de aire y para secciones de paso pequeñas puesto que aumenta el coeficiente de convección. La temperatura a la salida aumenta linealmente con la temperatura ambiente y la irradiación solar; sin embargo, la temperatura disminuye con la velocidad del viento ya que éste ocasiona más pérdidas. En cuanto al rendimiento del colector, los resultados indican una importante mejora cuando se trabaja con caudales másicos elevados, sin embargo esto no favorece la temperatura a la salida del colector ni la eficacia de secado, ya que existe un valor límite de caudal másico a partir del cual ya no se consiguen mejores resultados. La irradiación solar, junto con la humedad ambiental y las dimensiones del colector, influyen positivamente en la eficacia de secado, mientras que las elevadas temperaturas del ambiente o velocidades del viento penalizan dicha eficacia. Este estudio permite ajustar los parámetros del colector para asegurar las temperaturas requeridas en el secado de los productos agrícolas garantizando así su calidad.

## ***ABSTRACT***

The use of solar dryers for agricultural products is one of the appropriate technologies that is growing in developing countries.

This Degree Thesis is defined in the framework of the appropriate technologies and focuses on characterizing the heating process of the air and the drying capacity of the heated airflow of an active solar dryer (forced convection) of distributed type, in response to the necessity to protect agricultural products from external agents. Solar dryers are based on solar energy used to heat the air that comes into the drying chamber through a solar flat plate collector.

The aim of this work is to develop a mathematical model based on energy balance in the solar collector with the purpose of estimating air temperature at the exit of the collector. The inputs are the climatic conditions of the solar dryer location, these are, the temperature and the humidity of the environment, the solar radiation on the tilted plane (which is calculated before), the wind speed; and on the other hand, there are inputs of the size of the collector (cross section, length and width), the air mass flow and the specifications of the materials. The results obtained from the theoretical model, which has been developed using MATLAB code with an iterative process, are compared with experimental data, obtaining relative error smaller than 6 %.

Once the temperature of the air that goes out of the collector is known, another mathematical model is developed to calculate the drying capacity of the heated airflow that is going to dry the agricultural products. The Newton-Raphson numerical method is used to solve the equations. The drying capacity of the heated airflow shows how much water, the airflow that runs through the drying chamber, is able to take out from the products. From this concept, the drying effectiveness is defined on the basis of the improvement produced by the heated airflow in the drying process compared to the environment. In addition, the drying capacity and the drying effectiveness have been confirmed for two individual cases, and after this improvements needed to increase them were suggested.

Finally, parametric analysis was done, it was based on a particular case settled to evaluate the variations in designing conditions and operating conditions on the functioning of the collector, establishing one of the variables. The results show that the outlet temperature grows with the length or width of the collector, as the residence time increases. At the same time, this temperature rises for small airflow rates because it is not necessary to heat as much air, and it also rises for small cross sections of the collector due to the increase of the convection coefficient. The outlet temperature of the air at the exit rises up as the ambient temperature and solar radiation augment; nevertheless, this temperature decreases with the wind speed because it causes thermal losses.

As for the collector performance, the results show an important improvement when the collector is working with high airflow volumes; however, this doesn't improve the outlet temperature nor drying effectiveness because there is a limit value of airflow rate above which the results don't improve anymore. Furthermore, the solar radiation, the environmental relative humidity and the size of the collector, have positive impact on drying effectiveness; whereas, higher environmental temperature or wind speed, worsen the drying effectiveness. This study allows to adjust the collector parameters in order to ensure required temperatures for the drying of agricultural products guaranteeing their quality.

# ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS .....	11
1.1. MOTIVACIÓN .....	11
1.2. OBJETIVOS .....	12
1.3. PLANIFICACIÓN Y RECURSOS .....	13
1.4. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA .....	13
2. SECADO SOLAR.....	16
2.1. SECADO.....	16
2.2. TECNOLOGÍAS APROPIADAS .....	16
2.3. SECADEROS SOLARES .....	19
2.3.1. Clasificación de secaderos solares .....	21
2.3.2. Clasificación de colectores solares.....	23
2.3.3. Descripción del secadero solar estudiado.....	27
3. MARCO TEÓRICO .....	29
3.1. ENERGÍA SOLAR .....	29
3.2. TRANSFERENCIA DE CALOR .....	33
3.2.1. TRANSFERENCIA DE CALOR .....	33
3.3. PSICROMETRÍA .....	37
3.4. TEORÍA DE SECADO .....	41
3.5. ESTADO DEL ARTE.....	43
4. MODELIZACIÓN MATEMÁTICA DEL COLECTOR SOLAR .....	46
4.1. MODELO PARA CALCULAR LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA .....	46
4.1.1. Irradiación .....	46
4.1.2. Caracterización del colector .....	48
4.1.3. Balance energético .....	53
4.1.4. Cálculo de $U_L$ y $F'$ .....	61
4.1.5. Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor .....	62
4.1.6. Propiedades del aire en función de la temperatura .....	64
4.1.7. Algoritmo de cálculo .....	65
4.2. VALIDACIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL COLECTOR SOLAR .....	68
4.2.1. India.....	68
4.2.2. Burkina Faso .....	75

5. MODELIZACIÓN DE LA CAPACIDAD DE SECADO DEL AIRE CALENTADO EN EL COLECTOR SOLAR.....	82
5.1. CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE SECADO .....	82
5.1.1. Introducción .....	82
5.1.2. Modelo teórico de secado.....	83
5.1.3. Capacidad de secado .....	87
5.1.4. Algoritmo de cálculo.....	90
5.2. CÁLCULO DE LA EFICACIA .....	93
6. RESULTADOS .....	94
6.1. ANÁLISIS PARAMÉTRICO .....	95
6.1.1. Condiciones de diseño.....	95
6.1.2. Condiciones de operación .....	105
6.2. RESULTADOS A PARTIR DE DATOS EXPERIMENTALES .....	113
6.2.1. Capacidad de secado .....	114
6.2.1.1. India.....	114
6.2.1.2. Burkina Faso .....	115
6.2.2. Eficacia de secado .....	115
6.2.2.1. India.....	116
6.2.2.2. Burkina Faso .....	117
7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS .....	118
GLOSARIO.....	121
BIBLIOGRAFÍA.....	124
Bibliografía básica .....	124
Webgrafía básica.....	126
Webgrafía complementaria .....	127
ANEXOS.....	129

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Descripción de las tareas del proyecto. Elaboración propia (Microsoft Project, 2007).....	13
Figura 2. Diagrama de Gantt de la planificación. Elaboración propia (Microsoft Project, 2007). ....	13
Figura 3. Esquema con los diseños típicos de secaderos solares. Fuente: Ekechukwu et al. (1999b). ....	22
Figura 4. Colector solar de placa plana sin cubierta. Fuente: Ekechukwu et al. (1999c). ....	25
Figura 5. Colector solar de placa plana con cubierta y paso de aire superior. Fuente: Ekechukwu et al. (1999c).....	25
Figura 6. Colector solar de placa plana con cubierta y paso de aire inferior. Fuente: Ekechukwu et al. (1999c).....	26
Figura 7. Colector solar de placa plana suspendida y con cubierta. Fuente: Ekechukwu et al. (1999c). ....	26
Figura 8. Colector solar de placa plana suspendida perforada y con cubierta. Fuente: Ekechukwu et al. (1999c).....	27
Figura 9. Secadero solar activo de tipo distribuido. Fuente: Ekechukwu et al. (1999b).....	28
Figura 10. Evolución de la declinación y latitud anuales en India (Mohanraj et al. 2009). Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	32
Figura 11. Evolución de la declinación y latitud anuales en Burkina Faso (Dissa et al, 2009). Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	33
Figura 12. Diagrama psicrométrico. Fuente: “Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural (FAO)” ..... 39	39
Figura 13. Esquema de las propiedades del diagrama psicrométrico. Fuente: “Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural” (FAO) .....	39
Figura 14. Esquema del proceso de secado del aire ambiente y precalentado en el diagrama psicrométrico. Fuente: Ekechukwu (1999a) .....	42
Figura 15. Comparación entre la constante solar corregida a lo largo del año y la constante solar media. Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	47
Figura 16. Esquema del colector solar. Elaboración propia (Visio, 2010). ....	50
Figura 17. Balance en la placa. Elaboración propia (Visio, 2010). ....	55
Figura 18. Esquema de resistencias térmicas (pérdidas inferiores). Elaboración propia (Visio, 2010). ....	56
Figura 19. Balance en la cubierta. Elaboración propia (Visio, 2010). ....	57
Figura 20. Esquema de resistencias térmicas (pérdidas superiores). Elaboración propia (Visio, 2010). ....	58
Figura 21. Balance en el fluido de trabajo. Elaboración propia (Visio, 2010). ....	59
Figura 22. Diagrama de flujo del algoritmo de cálculo para la modelización del colector: Elaboración propia (Visio, 2010). ....	67
Figura 23. Temperatura ambiente a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	69
Figura 24. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	69
Figura 25. Irradiación directa y difusa a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	70
Figura 26. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado, junto a la irradiación solar extraterrestre a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	71
Figura 27. Temperatura del fluido a la entrada y salida del colector solar a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	72
Figura 28. Temperatura del fluido a la entrada y salida del colector teórica y experimental a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	73
Figura 29. Error del modelo teórico respecto a los resultados experimentales a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	74
Figura 30. Rendimiento del colector solar a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	75
Figura 31. Temperatura ambiente a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	76
Figura 32. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	76
Figura 33. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado a lo largo del día, junto con la irradiación extraterrestre. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	77
Figura 34. Irradiación difusa y directa a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	77
Figura 35. Temperaturas del fluido a la entrada y salida del colector teórica a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	78
Figura 36. Temperatura del fluido a la entrada y salida del colector teórica y experimental a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	79
Figura 37. Error del modelo teórico respecto a los resultados experimentales a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013). ....	80
Figura 38. Rendimiento instantáneo del colector a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013)..	81



Figura 39. Esquema del proceso de saturación adiabática en la cámara de secado. Elaboración propia (Visio, 2010).	84
Figura 40. Esquema del algoritmo de cálculo del proceso de secado. Elaboración propia (Visio, 2010).	92
Figura 41. Temperatura del aire a la salida del colector en función del caudal de aire entrante. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	96
Figura 42. Rendimiento del colector en función del caudal másico de aire entrante al mismo. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	97
Figura 43. Eficacia de secado en función del caudal másico de aire. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	98
Figura 44. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la sección del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	99
Figura 45. Rendimiento del colector en función de la sección del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	99
Figura 46. Eficacia de secado en función de la sección del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	100
Figura 47. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la longitud del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	101
Figura 48. Rendimiento en función de la longitud del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	101
Figura 49. Detalle del rendimiento en función de la longitud del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	102
Figura 50. Eficacia de secado en función de la longitud del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	102
Figura 51. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la anchura del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	103
Figura 52. Rendimiento en función de la anchura del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	104
Figura 53. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la anchura del colector. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	105
Figura 54. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la temperatura ambiente. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	106
Figura 55. Rendimiento colector en función de la temperatura ambiente. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	106
Figura 56. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la temperatura ambiente. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	107
Figura 57. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la irradiación sobre el plano inclinado. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	108
Figura 58. Rendimiento en función de la irradiación sobre el plano inclinado. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	108
Figura 59. Temperatura del aire a la salida del colector en función la irradiación sobre el plano inclinado. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	109
Figura 60. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la velocidad del viento. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	110
Figura 61. Rendimiento en función de la velocidad del viento. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	110
Figura 62. Eficacia de secado en función de la velocidad del viento. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	111
Figura 63. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la humedad relativa. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	112
Figura 64. Rendimiento en función de la humedad relativa. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	112
Figura 65. Eficacia de secado en función de la humedad relativa. Elaboración propia (MATLAB, 2013).	113
Figura 66. Comparación de la capacidad de secado con aire precalentado o no a la entrada de la cámara de secado a lo largo de un día en India. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).	114
Figura 67. Comparación de la capacidad de secado con aire precalentado o no a la entrada de la cámara de secado en Burkina Faso. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).	115
Figura 68. Evolución de la eficacia de secado a lo largo del día (1 de enero) en India. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).	116
Figura 69. Evolución de la eficacia de secado a lo largo del día (15 de mayo) en Burkina Faso. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).	117



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores del error entre el modelo teórico y experimental en India. Fuente: Elaboración propia. ....	74
Tabla 2. Valores del error entre el modelo teórico y experimental en Burkina Faso. Fuente: Elaboración propia. ....	80

# 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

El presente Trabajo Fin de Grado estudia un secadero solar como tecnología apropiada en países en vías de desarrollo. Para ello, se desarrolla un modelo matemático que se valida con resultados experimentales de la literatura. Este modelo caracteriza el proceso de calentamiento del aire que circula en el colector solar, y permite conocer la capacidad de secado del aire, precalentado en el colector, que secará los productos agrícolas que se encuentran en el interior de la cámara de secado. De esta forma se define un parámetro que evalúa la mejora que supone el uso del colector sobre el ambiente.

## 1.1. MOTIVACIÓN

El objeto del presente proyecto es el estudio teórico de un colector solar que calienta el aire que será introducido en la cámara de secado de un secadero solar de productos agrícolas; siendo los secaderos solares una tecnología apropiada en crecimiento en los países en vías de desarrollo.

Las tecnologías apropiadas son aquellas que pretenden satisfacer las necesidades de la comunidad a la que se dirigen considerando los aspectos medioambientales, económicos, sociales, culturales y éticos que la definen. Esta clase de tecnología se caracteriza por tratar de utilizar tecnologías sencillas y flexibles que no requieran altas cualificaciones y cuya fuente energética sea renovable, primando la durabilidad y robustez de los sistemas. La expansión de las tecnologías apropiadas pretende facilitar a la población rural una alternativa de producción eficiente y segura de energía, aprovechando al máximo los recursos disponibles, potenciando de este modo la economía de la zona y consiguiendo abaratar los costes y reducir los problemas de suministro.

El sector agrario en países en desarrollo es muy potente. Sin embargo, presenta cierta problemática al no disponer de los recursos necesarios para el aprovechamiento de toda la producción. Existen muchos productos excedentes en las épocas de cosechas, cuyo deterioro con el paso del tiempo genera importantes pérdidas para los productores. El secado de productos agrícolas es una de las mejores alternativas, y también la más utilizada, para preservar los productos manteniendo (e incluso en ocasiones, mejorando) su calidad. De esta forma se conservan elevadas cantidades de productos de calidad que aseguran la alimentación de las comunidades durante todo el año. Asimismo, el secado de los productos perecederos, ofrece al productor la posibilidad de ofrecerlos en puntos de consumo alejados del lugar de producción.

La energía necesaria para el secado de los productos agrícolas es mayor cuanto mayor sea el agua que se desea extraer. Fundamentalmente, esto depende de la humedad inicial del producto, la temperatura ambiente, la irradiación solar... En el caso de los secaderos solares, esta energía proviene de una fuente renovable, el Sol. Los secaderos solares están formados por un colector solar que calienta la corriente de aire que seca los productos, y una cámara de secado en la que se disponen los productos a secar.

## 1. Introducción y objetivos

La complejidad del secado de los productos agrícolas se encuentra en los requerimientos de temperatura que presenta cada uno de ellos para su secado óptimo, esto es, cada producto tiene una temperatura máxima a partir de la cual comienza a perder sus cualidades. Es por tanto necesario controlar la capacidad de secado del aire secante lo que se consigue garantizando una temperatura adecuada a la salida del colector.

En este proyecto se desarrolla un modelo matemático para caracterizar el proceso de calentamiento del aire de un colector solar determinado por el rendimiento y la temperatura de la corriente de aire a la salida, partiendo de datos fácilmente medibles, las dimensiones del colector y las condiciones ambientales (temperatura, irradiación, humedad, viento...). Con este modelo se estudia la capacidad de secado del aire que seca los productos agrícolas; y partiendo de la capacidad de secado, se define un parámetro que evalúa la mejora que supone el calentamiento del aire sobre el ambiente en secaderos solares.

Además, al ser necesario alcanzar una temperatura concreta en función del producto agrícola a secar, se realiza un análisis paramétrico en el presente trabajo, cuyas conclusiones facilitan las pautas para ajustar los parámetros del colector de modo que aseguren las temperaturas requeridas.

De esta forma se garantiza la calidad de los productos agrarios secados en el secadero solar, favoreciendo así la preservación de las cosechas de los productores locales de los países en desarrollo.

## 1.2. OBJETIVOS

El objetivo general de este proyecto es desarrollar un modelo matemático que permita caracterizar el comportamiento de un colector solar de aire partiendo de unas variables de entrada fácilmente medibles: las dimensiones del colector y las condiciones climáticas del lugar en el que esté localizado. De esta forma se determina la capacidad de secado de la corriente de aire calentada en el colector que es introducida en la cámara de secado del secadero solar para secar productos agrícolas. Los objetivos específicos son:

- Identificar las características de diseño del colector desarrollando un modelo teórico basado en balances de masa y energía, y correlaciones empíricas capaz de simular el comportamiento del colector solar para cualquier condición climática y de operación.
- Validar el modelo teórico con resultados experimentales de la literatura.
- Realizar un estudio paramétrico en función de las condiciones de diseño y operación, recogiendo las conclusiones para un secadero solar eficaz que considere las limitaciones que presenta la tecnología apropiada para países en desarrollo.
- Controlar la temperatura del aire a la salida del colector en función del caudal entrante y las dimensiones del mismo, garantizando la calidad de los productos secados en la cámara de secado.
- Conseguir resultados efectivos con un secadero solar sencillo ya que en el marco de las tecnologías apropiadas prima la mínima inversión, el mínimo consumo de recursos, y la baja cualificación de los operarios del secadero solar.

## 1. Introducción y objetivos

- Definir un parámetro que evalúe la mejora o eficacia de la capacidad de secado con aire calentado en el colector frente al ambiente.
- Dar condiciones de diseño y operación del colector solar.
- Potenciar el uso de las energías renovables, así como el desarrollo rural y la sostenibilidad.

### 1.3. PLANIFICACIÓN Y RECURSOS

Para la realización del presente Trabajo se realizó una estimación temporal de la planificación del trabajo con Microsoft Project. En las siguientes figuras se muestra la relación de las tareas planificadas y los tiempos requeridos. La elaboración de la memoria del proyecto se ha realizado en paralelo a las siguientes tareas.

ID	Task Name	Duration	Start	Finish	Predecessors
1	Documentación	17 days	Mon 01/09/14	Wed 17/09/14	
2	Modelo teórico del cálculo de la radiación sobre el plano inclinado	10 days	Thu 18/09/14	Sat 27/09/14	1
3	Modelo teórico para el cálculo de la capacidad de secado	14 days	Sun 28/09/14	Sat 11/10/14	2
4	Modelo teórico para el cálculo de la temperatura del aire a la salida del colector solar	46 days	Sun 12/10/14	Wed 26/11/14	3
5	Definición de la eficacia de secado	7 days	Thu 27/11/14	Wed 03/12/14	4
6	Validación del modelo teórico para el cálculo de la temperatura del aire a la salida del colector	21 days	Thu 04/12/14	Wed 24/12/14	5
7	Cambios necesarios	18 days	Thu 25/12/14	Sun 11/01/15	6
8	Análisis de resultados	25 days	Mon 12/01/15	Thu 05/02/15	7
9	Detalles adicionales	17 days	Fri 06/02/15	Sun 22/02/15	8

Figura 1. Descripción de las tareas del proyecto. Elaboración propia (Microsoft Project, 2007).

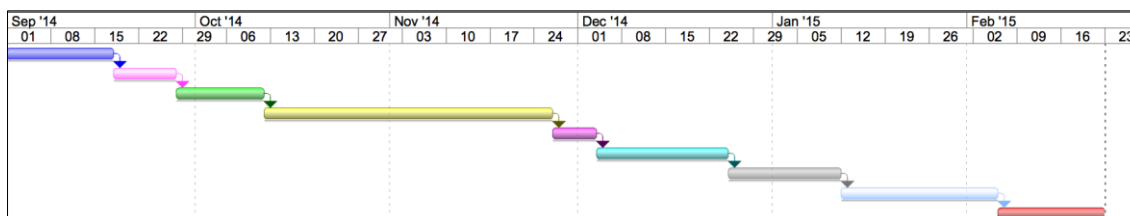


Figura 2. Diagrama de Gantt de la planificación. Elaboración propia (Microsoft Project, 2007).

El principal medio empleado para la realización de este proyecto ha sido la herramienta de software matemático MATLAB (*MATrix LABoratory*), que ha permitido implementar el modelo matemático descrito en el capítulo 4. De esta forma se ha podido estudiar la influencia de diferentes parámetros en los resultados.

### 1.4. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA

La presente memoria del Trabajo Final de Grado de *Actuaciones de un colector solar de aire para el secado de productos agrícolas en países en vías de desarrollo*, está formada por siete capítulos principales (incluyendo este primero), y tres apartados complementarios. A continuación se expone una breve descripción de cada uno de ellos.

## 1. Introducción y objetivos

### 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

En primer lugar se presenta la motivación del Trabajo Final de Grado y los objetivos a cumplir.

### 2. SECADO SOLAR

En este capítulo se define el proceso de secado y el marco en el que se desarrolla el proyecto. Se describen brevemente las técnicas de secado existentes para centrarse posteriormente en los secaderos solares, sus configuraciones, y especialmente en los colectores solares. Seguidamente se describe la instalación estudiada.

### 3. MARCO TEÓRICO

Se revisan los principales conceptos teóricos que se tratan a lo largo de la memoria. Para ello se parte desde la fuente energética, la energía solar, para comentar más adelante el proceso de transferencia de calor que tiene lugar en el colector y la psicrometría del aire húmedo para comprender el proceso de secado.

### 4. MODELIZACIÓN MATEMÁTICA DEL COLECTOR SOLAR

Este capítulo está formado por dos apartados bien diferenciados: el modelo teórico y la validación del mismo.

El objetivo del modelo teórico es caracterizar el comportamiento del colector partiendo únicamente de los datos climatológicos (como la temperatura ambiente o la irradiación solar, entre otros) y de las dimensiones del colector mediante un balance energético en el colector y la corriente de aire. De esta forma se obtiene la temperatura del aire a la salida y el rendimiento del colector solar. Para implementar el modelo teórico en el colector se desarrolla un algoritmo en MATLAB que permite simular el proceso partiendo de distintas condiciones.

Una vez desarrollado el modelo teórico es necesario validarlo. Se han tomado datos experimentales de la literatura para estudiar si los resultados teóricos corresponden con los experimentales. Se ha validado el modelo matemático desarrollado con resultados satisfactorios.

### 5. MODELIZACIÓN DE LA CAPACIDAD DE SECADO DEL AIRE CALENTADO EN EL COLECTOR SOLAR

En primer lugar, en este capítulo se aplica el modelo anterior del colector para calcular la capacidad de secado de la corriente de aire. Para ello se desarrolla un código en MATLAB en el que es necesario emplear un método numérico (Newton-Raphson) para obtener la capacidad de secado, caracterizando así el proceso que tiene lugar en la cámara de secado del secadero solar.

Partiendo de los resultados del modelo de la capacidad de secado del aire, se define un parámetro que indica la mejora de la capacidad sobre el ambiente.

## 6. RESULTADOS

Una vez validado el modelo teórico del colector solar, se establece un caso nominal a partir del cual se realiza un análisis paramétrico de las condiciones de diseño del colector y las condiciones de operación (correspondientes con las condiciones climáticas). A continuación, partiendo de los datos de casos reales (coincidentes con los empleados para la validación del modelo en el capítulo 4), se analizan los resultados de la capacidad de secado y la eficacia de secado.

## 7. CONCLUSIONES

En este último capítulo se recogen las conclusiones del trabajo presentado así como los posibles trabajos futuros que puedan surgir a raíz de este.

Al final de la memoria se incluyen tres apartados: el *Glosario*, en el que se muestra la relación de la nomenclatura empleada en los parámetros para facilitar la interpretación de las expresiones matemáticas presentadas; la *Bibliografía*, donde se encuentran los recursos consultados para la elaboración de este trabajo ordenados por orden alfabético; y un último apartado de *Anexos*, en el que se incluyen los códigos de MATLAB desarrollados.

## 2. SECADO SOLAR

### 2.1. SECADO

El **secado** es una operación básica para reducir la humedad de un producto cualquiera, de modo que el producto final presenta unas características muy diferentes respecto al inicial. Existen diferentes métodos para reducir el contenido de agua en un producto: medios mecánicos (denominados deshidratación mecánica, como la filtración, centrifugación... (Kneule, 1982)), procesos físicos y químicos (como la adsorción), o térmicos (evaporización). Este último es el más común y se caracteriza por ser un **proceso simultáneo** de transferencia de masa y energía que requiere gran cantidad de energía (calor latente) para evaporar el agua del producto. Tienen lugar dos procesos:

- **Transferencia de calor** al producto para que se produzca la evaporización cuando la presión de vapor del agua en la superficie del producto se iguale a la presión atmosférica, gracias al aumento de temperatura.
- **Transferencia de masa** para transportar la humedad del interior de los productos hasta su superficie (difusión), y desde ésta hacia el ambiente (convección).

Para secar los productos es necesario que la humedad relativa del aire ambiente que los rodea sea lo suficientemente baja para llevarse las partículas de agua que se han transferido desde el interior del producto hasta la superficie del mismo. Las condiciones físicas de los productos a secar intervienen en el proceso ya que tienen lugar fenómenos como la capilaridad, la difusión del vapor y el flujo de moléculas.

La energía térmica requerida para secar un producto se denomina calor latente de vaporización y representa la cantidad de energía que tiene que absorber el producto para evaporar 1 kilogramo de agua. Esta energía en forma de calor se invierte en el cambio de fase, no en el aumento de temperatura.

### 2.2. TECNOLOGÍAS APROPIADAS

La **cooperación internacional** hace referencia al esfuerzo conjunto entre dos o más países para facilitar ayuda voluntaria (recursos y capacidades) de un donante (como el Estado o una ONG) de un país, a otro generalmente en desarrollo (especialmente en los pueblos desfavorecidos). El objetivo es facilitar e impulsar el progreso económico y social, contribuyendo así a la erradicación de la pobreza en todas sus manifestaciones a nivel mundial, como se indica en el primer artículo de la Ley 23/1998, de 7 de julio, de Cooperación Internacional para el Desarrollo en España. Las principales áreas de actuación de la cooperación internacional son la salud, la educación y la igualdad social y económica, entre otras. Hoy en día, la cooperación internacional está ligada a los intereses políticos y económicos facilitando la coordinación de los esfuerzos a nivel internacional para alcanzar los objetivos de desarrollo sostenible.

Los países en desarrollo o **países en vías de desarrollo**, son aquellos cuyas economías se encuentran en transición o en desarrollo. Se caracterizan por tener:



## 2. Secado solar

- Bajo nivel educativo y cultural.
- Natalidad y mortalidad altas.
- Elevado crecimiento demográfico.
- Alimentación escasa o insuficiente.
- Poblaciones pequeñas y por tanto, mercados también pequeños.
- Recursos naturales limitados y sensibles a perturbaciones ocasionadas por desastres naturales.
- Economía basada en productos primarios, como la agricultura.
- Nivel de renta per cápita bajo.
- Elevada concentración de las exportaciones en productos primarios agrícolas, forestales, pesqueros y mineros, que hace su economía muy vulnerable a las variaciones en los mercados mundiales.

Existen diferentes organismos que sustentan y hacen posible la cooperación internacional, destacando por su relevancia la Organización de las Naciones Unidas (ONU) a nivel mundial, y en España, la Agencia Española de Cooperación Internacional para el Desarrollo (AECID). Estos organismos vienen desarrollando desde hace tiempo diferentes planes de acción con proyectos y programas en los que colaboran diversas entidades (públicas, agencias de desarrollo, sociedad civil y el sector privado) para implementar la cooperación internacional. En el año 2000, la Asamblea General de la ONU aprobó la Declaración del Milenio en la que se marcaron los Objetivos de Desarrollo del Milenio y se acordó establecer objetivos y metas mensurables, con plazos definidos para combatir la pobreza, el hambre, las enfermedades, el analfabetismo, la degradación del medio ambiente y la discriminación de la mujer.

El **acceso a la energía** para todas las personas no es uno de los objetivos fundamentales que se marcaron en la ONU. Sin embargo, existe una estrecha correlación entre energía y desarrollo. Hay numerosos proyectos en los que la disponibilidad de energía es una necesidad básica imprescindible para alcanzar los citados Objetivos del Milenio. Estos objetivos no pueden alcanzarse sin un aumento de los servicios energéticos de calidad y sin la diversificación de las fuentes de energía.

Los proyectos para el desarrollo del sector energético han de considerar los siguientes aspectos para la consecución de los Objetivos del Milenio (Velo et al. 2006):

- Enfoque centrado en las personas beneficiarias de forma que los servicios energéticos cubran sus prioridades y necesidades básicas.
- Promoción y desarrollo de políticas energéticas que respalden a las comunidades más desfavorecidas que garanticen la sostenibilidad y autonomía de los sistemas implantados.
- Desarrollo de acciones estratégicas a largo plazo en base a la realidad sociocultural de los beneficiarios
- Sensibilización y concienciación a la comunidad internacional.

La mejor alternativa para el abastecimiento de las áreas desfavorecidas es el uso de **energías renovables** ya que suponen la vía de cambio hacia el desarrollo sostenible.

Las **tecnologías apropiadas** son aquellas diseñadas para satisfacer las necesidades de la comunidad a la que se dirigen teniendo en cuenta los aspectos medioambientales, económicos,

## 2. Secado solar

sociales, culturales y éticos que la caracterizan. Por tanto, consume menos recursos y disminuye el coste y el impacto en el ambiente, respecto a otras tecnologías equiparables. Esta tecnología alternativa minimiza el uso de combustibles fósiles, utilizando en su lugar fuentes renovables (solar, fotovoltaica, eólica...) y/o biocombustibles (biobutanol o biodiesel).

La expansión de las tecnologías apropiadas pretende facilitar a la **población rural** una alternativa de producción eficiente y segura de energía para autoconsumo, aprovechando al máximo los recursos disponibles. No obstante, es importante tener en cuenta las dificultades que pueden surgir con la transferencia de conocimiento y tecnología entre países desarrollados y países en desarrollo, puesto que en el segundo caso el capital disponible es mucho menor, obligando a realizar trabajos de **adaptación de la tecnología**, a veces incluso directamente en campo.

El aprovechamiento de fuentes energéticas como la eólica, la solar térmica, la solar fotovoltaica, la biomasa o la mini hidráulica como tecnologías adecuadas para su aplicación a pequeña escala en el marco de los países en desarrollo es la forma idónea de producir energía a la par que se trabaja por el desarrollo humano en todas sus dimensiones, sociales, económicas y medioambientales (Pérez-Foguet et al. 2006). Sin embargo, no basta con el fomento del acceso a fuentes de energía renovables, sino que también es necesario mejorar la **eficiencia energética** de los sistemas implantados y facilitar ciertas recomendaciones que permitan optimizar, en la medida de lo posible, los consumos energéticos.

A continuación se definen las **características** de diseño de las tecnologías apropiadas:

- Producción a pequeña escala.
- Tecnologías simples que no requieran especialización y cuya fuente energética sea, a ser posible, renovable.
- Descomposición modular de los equipos para facilitar el transporte y el mantenimiento del sistema.
- Evaluación y aprovechamiento de los recursos energéticos y materiales disponibles en la zona, para potenciar la economía local, abaratar costes y reducir los problemas de suministro.
- Sostenibilidad de los recursos.
- Inversión y costes de operación mínimos.
- Protección del medio ambiente minimizando los residuos o reciclándolos.
- Elevada adaptabilidad y flexibilidad de los sistemas de modo que puedan ajustarse a diferentes condiciones.
- Participación y fortalecimiento de la comunidad en el proyecto para garantizar la autosuficiencia y el control local.

En los sistemas de tecnologías apropiadas prevalecen parámetros como la durabilidad, la robustez y la disponibilidad.

Bien es cierto que la prestación de servicios energéticos en zonas rurales presenta una problemática específica, pero a cambio ofrece la oportunidad de mejorar las vidas de miles de millones de personas en un periodo relativamente corto.

En el marco de las tecnologías apropiadas se desarrolla este Trabajo que pretende facilitar un medio más, a partir del cual los agricultores puedan, partiendo de los datos climáticos y de las

dimensiones de su colector, tener una estimación de las temperaturas que van a tener a la salida del colector y la eficacia del proceso.

## 2.3. SECADEROS SOLARES

El objetivo de los secaderos es reducir la humedad de los alimentos que se encuentran en su interior.

El **secado natural** ha sido una práctica habitual desde tiempos inmemorables para secar gran variedad de productos, destacando los productos agrícolas y alimenticios, así como aquellos procedentes de la explotación forestal (Mujumdar, 2006). En el secado natural o directo al sol, los productos se exponen directamente a la irradiación solar colocándose sobre una superficie en la que inciden directamente los rayos solares. Los secaderos directos (al aire) son el método más común para el secado de productos agrícolas en países en vías de desarrollo ya que su coste es muy bajo, sin embargo al estar abiertos presentan numerosas limitaciones en cuanto a calidad de los productos y las necesidades físicas de esta clase de secadero (grandes superficies y largos tiempos de secado en condiciones ambiente). Las diversas condiciones climáticas a las que se someten los productos a secar, como viento, lluvia, rocío... junto con los agentes contaminantes como el polvo o la suciedad, provocan una disminución en la calidad de éstos (pérdida del color natural, destrucción de vitaminas y valor nutritivo, entre otras cualidades). En numerosas ocasiones la cantidad de producto a secar disminuye debido a las acciones de los animales roedores, infecciones de insectos... y a la formación de hongos y presencia de microorganismos (Iniyan et al. 2012). En estas condiciones, los productos se deterioran llegando incluso a la descomposición.

Gracias al desarrollo tecnológico se han puesto en marcha numerosos **secaderos industriales**, los cuales potencian la calidad de los productos y la rapidez del proceso a costa de incrementar el consumo energético y los costes del proceso, con el consiguiente aumento del precio final del producto.

La introducción de **secaderos solares** formados por un colector solar y una cámara de secado en países en vías de desarrollo es, por tanto, la mejor alternativa. De esta forma se reducen las pérdidas de las cosechas y se mejora significativamente la calidad de los productos respecto a los métodos tradicionales (El-Sebaï et al. 2012), además de que estos sistemas ocupan menos espacio, hacen el proceso más eficiente y contribuyen a la protección del medio ambiente. Con los secaderos solares se superan la mayoría de las limitaciones que suponía el secado directo, sin embargo, continúan vigentes algunos inconvenientes como el carácter periódico de la irradiación solar y la variación de su intensidad en el tiempo. Esto implica la adecuación del diseño del secadero tanto a la localización del mismo, como al producto a secar y junto con estos parámetros, también se deben considerar el coste y rentabilidad de la instalación solar.

El objetivo principal del uso de secaderos solares en zonas rurales es ayudar a los pequeños productores a aumentar y mejorar la calidad del proceso de secado y el almacenaje de los productos agrícolas para su posterior comercialización. Favoreciendo simultáneamente su autonomía energética y economía, respecto al secado de productos agrícolas con fuentes de energía convencionales, o a la conservación de los productos con otros métodos más costosos, o, incluso, respecto a la venta de los productos frescos.

## 2. Secado solar

Los secaderos solares pueden utilizar como única fuente de energía el Sol durante todo el proceso, como es habitual, aunque también pueden complementarse con sistemas de apoyo, reduciendo en cualquier caso la cantidad de energía convencional necesitada. A pesar de ello, hoy en día existen todavía ciertas barreras que imposibilitan la expansión de esta tecnología (Iniyan et al. 2012):

- Falta de concienciación y sensibilidad de los reducidos costes y altas eficiencias que suponen los secaderos solares.
- Documentación técnica adecuada escasa.
- Insuficientes experiencias prácticas buenas que sirvan de referencia de forma global.

Se pretenden superar estas tres barreras partiendo de la experiencia del diseño, construcción y operación a mediana escala, con la información técnica y comercial necesaria para que sean viables comercialmente los secaderos solares para diferentes productos y que se puedan adecuar fácilmente a aquellos lugares donde esta tecnología tiene un gran potencial.

A continuación se presentan las principales **ventajas e inconvenientes** del uso de secaderos solares para el secado de productos agrícolas en zonas rurales (Velo et al. 2006). En primer lugar, las ventajas son:

- Posicionamiento de los productos agrícolas secados en el mercado ya que con el uso de esta tecnología se evita el deterioro de los alimentos antes de su venta.
- Disminución de los tiempos de secado entre un 50 y un 90 % respecto al secado natural.
- Protección de los productos durante el secado gracias a la disposición física de los componentes del secadero.
- Incremento significativo de la calidad de los productos secados.
- Disponibilidad de la fuente energética in situ (durante las horas de Sol).
- Ahorro de espacio.
- Utilización de los recursos de la zona.

Y en segundo lugar, se muestran los inconvenientes que presentan los secaderos solares en países en desarrollo:

- Dificultad técnica del sistema, ya que aunque se trate de simplificar al máximo algunas zonas rurales siguen siendo analfabetas.
- A pesar de poder implantar secaderos más eficientes en los países en desarrollo, ha de descartarse esta opción por la baja cualificación de los miembros de la comunidad benefactora del secadero y los escasos recursos disponibles para su implantación.
- La limitación económica es un aspecto fundamental a tener en cuenta tanto en el diseño del secadero, como durante su operación, lo que obliga a emplear materiales sencillos que en muchas ocasiones no cumplirán con las especificaciones técnicas por completo.
- No se garantiza el mantenimiento del secadero.
- En comparación con los secaderos industriales, los sistemas solares presentan tiempos de secado mucho mayores y menor versatilidad. Sin embargo, la inversión que suponen los secaderos de alta tecnología es inviable en este marco.

Existen diferentes configuraciones de secaderos solares, siendo las más habituales en este contexto aquellas más sencillas y económicas.

### 2.3.1. Clasificación de secaderos solares

Los sistemas de secado solar se pueden clasificar atendiendo a diferentes parámetros, la clasificación más extendida es de Ekechukwu et al. (1999b).

En primer lugar, los secaderos solares se diferencian por sus temperaturas de operación, ajustándose a dos grupos, secaderos de alta o de baja temperatura:

- **Secaderos de alta temperatura:**

Estos sistemas son típicos de la industria ya que habitualmente usan combustibles convencionales. Se utilizan para secar productos que necesitan tiempos cortos de secado, de forma que éstos tienen poco contacto con el aire secante. En esta categoría existen dos distribuciones: lotes o flujo continuo; en el primer caso, se introducen y retiran los productos lote a lote, mientras que en el segundo, el producto cae por gravedad y mientras desciende se expone a un flujo de aire caliente en contracorriente.

- **Secaderos de baja temperatura:**

Emplean combustibles biomásicos o energía solar para su funcionamiento. En esta clase de secaderos el proceso tiene lugar a velocidades mucho más bajas, favoreciendo el contacto entre el aire y el producto (que debe soportar largos tiempos de secado). Las bajas temperaturas alcanzadas, unidas a la capacidad de adaptación de estos sistemas a flujos intermitentes de calor, hacen que sean los más apropiados para las aplicaciones con energía solar.

Los sistemas solares de secado pueden clasificarse según la forma de circulación del aire:

- **Sistemas solares activos o de convección forzada:**

En ellos el aire circulante se mueve por acción de elementos externos, como ventiladores.

El aporte energético puede provenir de la energía solar, empleando energía solar térmica para el calentamiento del aire que va a secar los productos y energía solar fotovoltaica para la generación de energía eléctrica que impulse el ventilador; o bien de un sistema híbrido, en el que se emplea una fuente energética auxiliar además de la energía solar. Los sistemas híbridos también pueden incorporar una fuente energética que dé servicio en las horas nocturnas o en los momentos de baja radiación.

En cualquier caso, los sistemas activos son más efectivos que los pasivos, y su control es más sencillo. Esto es lo que compensa a largo plazo el aumento en coste que supone este tipo de secadero solar.

- **Sistemas solares pasivos o de convección natural:**

El aire circula de forma natural por efecto de las fuerzas de flotabilidad, debidas a la variación de densidad del aire por la diferencia de temperaturas, o bien, por efecto del viento.

Se utiliza exclusivamente la energía solar para secar los productos ya que no precisa de electricidad reduciendo el coste, a cambio de ser poco eficientes.

## 2. Secado solar

Existen tres subtipos de secaderos solares enmarcados en la clasificación anterior:

- **Secaderos solares integrales o directos:**

En ellos la irradiación solar se recoge sólo en la cámara de secado, que suele tener las paredes traslúcidas para permitir el paso de los rayos solares. Esta clase de secaderos se caracterizan por su sencillez con el consiguiente bajo coste, y presentan numerosas limitaciones como el escaso control en el proceso de secado, las reducidas velocidades del aire... por lo que son sistemas que presentan eficiencias bajas.

- **Secaderos solares distribuidos o indirectos:**

En los que se dispone de un colector solar y una cámara de secado. El colector, situado justo antes de la cabina, recoge la irradiación solar con la que calienta el aire que va a secar los productos. La cámara de secado que recibe el aire precalentado es opaca, protegiendo a los productos del Sol (evitando así su deterioro). Es habitual que en este tipo de secaderos también se disponga de una chimenea que favorezca la circulación del aire.

- **Secaderos solares mixtos:**

Aquellos que se combinan los dos tipos anteriores. La irradiación solar se aprovecha tanto en el colector como en la cámara de secado, de forma que el aire entra a la cámara precalentado (gracias al colector) sigue recibiendo energía a través de las paredes de la cabina que contiene los productos a secar.

A continuación se muestra una tabla resumen con los esquemas de las distintas clases de secaderos solares.

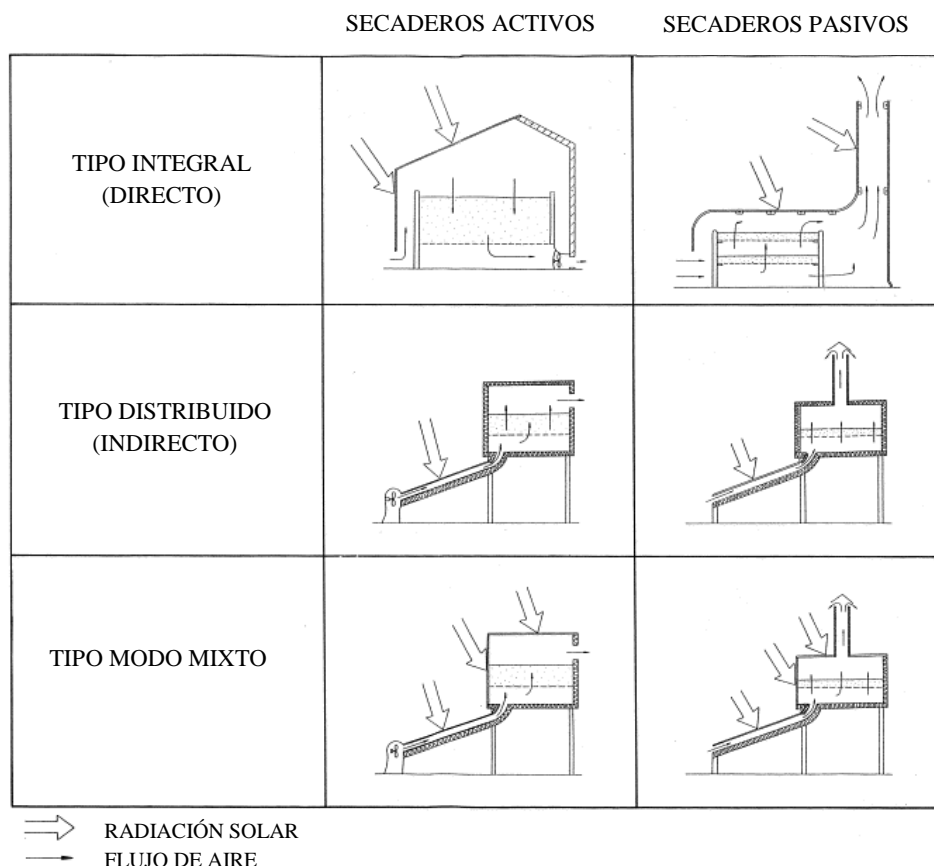


Figura 3. Esquema con los diseños típicos de secaderos solares. Fuente: Ekechukwu et al. (1999b).



## 2. Secado solar

Uno de los parámetros más importantes en la elección del tipo de secadero es la temperatura de secado. Las altas temperaturas del flujo de aire garantizan tiempos de secado pequeños, pero en ocasiones el producto se deteriora. Esto se debe a que cada producto admite calor hasta temperatura máxima, a partir de la cual sus propiedades se pierden (aroma, sabor, color...). Por esto es necesario diferenciar entre el secado solar a bajas y altas temperaturas (Velo et al. 2006):

- **Secado a bajas temperaturas:**

Se emplea aire a temperatura ambiente o mínimamente precalentado (3 o 5 °C por encima del ambiente). El tiempo de secado habitual es del orden de días o semanas. Si se controla el desarrollo de hongos, se obtienen productos con calidades aceptables.

- **Secado a altas temperaturas:**

Se emplea aire precalentado a más de 10 °C por encima de la temperatura ambiente, esto unido a caudales de aire mayores que en el caso anterior, provoca velocidades de secado más altas. En esta ocasión, hay que controlar que el aire permanezca el tiempo suficiente en contacto con los productos para su correcto secado. La calidad de los productos secados suele ser bastante alta, pero depende del caso concreto de cada producto.

Para el correcto funcionamiento de los sistemas mixtos y distribuidos es esencial el correcto diseño de los colectores de aire instalados antes de las cámaras de secado.

### 2.3.2. Clasificación de colectores solares

El elemento principal de una instalación de energía solar es el **colector solar** o convertidor, cuyo objetivo es transformar la energía solar en energía térmica y transferir este calor al fluido térmico que circula en su interior.

Los colectores o captadores solares se dividen en dos clases: los captadores de **alta y baja temperatura**. Los primeros están formados por espejos y su misión es producir el vapor que moverá una turbina para generar energía eléctrica, por lo que habitualmente ocupan superficies grandes. Los tipos principales de colectores de alta temperatura son: concentradores solares en los que el fluido se calienta a alta temperatura mediante espejos parabólicos (lineales o parabólicos), o lentes de Fresnel (espejos planos) lineales con la misma función que el anterior. Mientras que los captadores de **baja temperatura** se utilizan en sistemas domésticos de calefacción, agua corriente sanitaria o para el secado de productos agrícolas, entre otras aplicaciones. Se distinguen dos tipos principales de colectores de baja temperatura: el colector solar plano puede estar protegido con una cubierta o no, y el panel de tubos de vacío donde la superficie captadora está aislada del exterior por un doble tubo de vidrio que crea una cámara de vacío.

El presente Trabajo se centra en colectores planos de baja temperatura ya que en el rango de temperaturas en el que trabajan los captadores empleados para el secado de productos agrícolas (entre 10 y 40 °C por encima de la temperatura ambiente aproximadamente) basta con esta clase de colectores (Ekechukwu et al. 1999c). A continuación se indican los componentes principales de los **colectores solares planos de aire** (Izquierdo, M. 2013):

## 2. Secado solar

- **Colector:** elemento que capta y absorbe la irradiación solar (directa, difusa y de albedo) y la transforma en energía térmica que transmite al fluido, en este caso, aire.
- **Caja:** alojamiento de todos los componentes del colector plano.
- **Placa o convertidor:** es la placa absorbente y negra, donde se recibe la irradiación solar directamente (a través de la cubierta) y se transforma en energía térmica, la cual se transfiere al fluido que circula en el interior de los canales. Por tanto, interesa que el coeficiente de absorción de la placa sea alto.

La placa absorbente al ser un cuerpo sólido no transparente, presenta transmitividad nula, pero puede darse el fenómeno de la reflexión que transfiere irradiación hacia la cubierta, por lo que interesa que tenga un valor muy bajo.

- **Conductos del fluido térmico:** tubos o canales por los que circula el fluido térmico, en este caso se tiene un canal correspondiente con el espacio que queda entre la placa y la cubierta.
- **Cubierta:** elemento del colector transparente a la irradiación que atenúa las pérdidas térmicas y protege al colector de los agentes externos, como el viento.

Permite la transmisión de la irradiación solar interceptada hacia la placa absorbente, pero impide la transmisión de origen térmico de la placa hacia el exterior. Es conveniente que la cubierta tienda a comportarse como un cuerpo negro ya que éstos son los que más irradiación absorben.

La radiación infrarroja procedente de la placa provoca un aumento de temperatura en la cubierta, la cual emite radiación hacia el exterior (pérdidas) y hacia la placa. Para evitar esas pérdidas, en ocasiones se emplea una segunda cubierta que favorecería aún más el efecto invernadero a cambio de aumentar el coste del colector y disminuir la radiación solar que llega a la placa; esto solo es apropiado en climas fríos.

Las cubiertas pueden ser de vidrio o de plástico y su unión con la caja debe de ser estanca para evitar un deterioro prematuro del colector.

- **Aislamiento térmico:** elemento contiguo a la placa que pretende disminuir las pérdidas de calor desde el convertidor al ambiente.  
En condiciones normales es habitual emplear materiales aislantes como la lana de vidrio; sin embargo, en esta ocasión se emplean materiales más económicos, cuya manipulación y transformación es sencilla y de bajo coste.

Una vez definido el colector solar de placa plana y sus componentes, es conveniente estudiar la configuración del mismo en función de la localización de la placa absorbente, la cubierta y el aislante, así como la conducción del aire en el interior del captador. Según Ekechukwu et al. (1999c) los colectores solares de placa plana se clasifican como sigue:

- **Colectores solares de placa plana sin cubierta:**  
Estos sistemas están formados por la superficie absorbedora (placa), el conducto de aire y el aislamiento.  
La transferencia de calor tiene lugar entre la placa y el aislante (ver Figura 4), lo que origina elevadas pérdidas de calor por convección ya que la placa absorbente se encuentra en contacto directo con el aire ambiente.



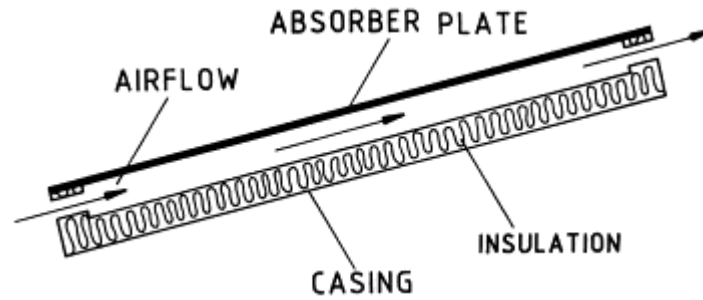


Figura 4. Colector solar de placa plana sin cubierta. Fuente: Ekechukwu et al. (1999c).

Donde *airflow* es el flujo de aire, *absorber plate* es la placa absorbente, *casing* es el revestimiento de la caja, e *insulation* es el aislamiento térmico.

Son los sistemas más sencillos, baratos, y con menor rendimiento. Sin embargo, su uso está extendido en las operaciones básicas de secado, tanto en sistemas pasivos como activos, ya que sí se pueden alcanzar rendimientos aceptables si el salto de temperaturas es inferior a 10 °C.

- **Collectores solares de placa plana con cubierta:**

Estos sistemas también están compuestos por la superficie absorbente (placa), el conducto de aire, el aislamiento, y añaden una cubierta transparente (o varias en paralelo), como se observa en las siguientes figuras. De esta forma se reducen significativamente las pérdidas de calor por convección y de radiación desde la placa hacia el ambiente, pero aumentan las pérdidas ópticas correspondientes a la existencia de la cubierta; este hecho se compensa con la protección que garantiza este nuevo elemento a los productos de secado.

Con este tipo de colectores se obtienen rendimientos mayores que en el caso anterior alcanzando temperaturas más elevadas. Sin embargo, aumenta el coste total del componente.

Existen diferentes configuraciones para esta clase de colector, y en función de ellas, la transferencia de calor tiene lugar en un lugar u otro. A continuación se indican las más habituales:

- *Collectores de placa plana con cubierta y paso de aire superior:*

Son los más sencillos y comunes. El fluido de trabajo, el aire, circula entre la cubierta y la placa absorbente (ver Figura 5).

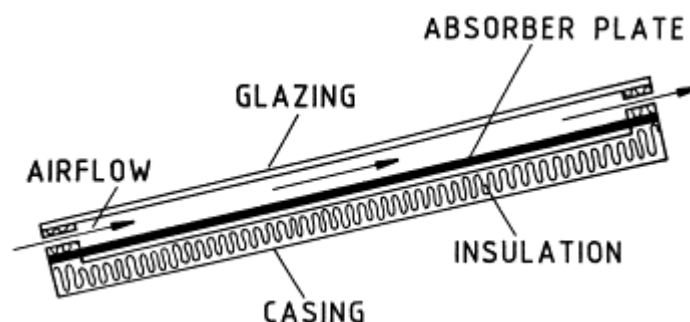


Figura 5. Colector solar de placa plana con cubierta y paso de aire superior.

Fuente: Ekechukwu et al. (1999c)

## 2. Secado solar

Donde *airflow* es el flujo de aire, *absorber plate* es la placa absorbente, *casing* es el revestimiento de la caja, *glazing* es la cubierta e *insulation* es el aislamiento térmico.

- *Colectores de placa plana con cubierta y paso de aire inferior:*

La placa absorbente está contigua a la cubierta, por lo que el paso de aire está entre la placa y el aislante, como se observa en la Figura 6. La transferencia de calor tiene lugar desde la cara inferior de la placa hacia la corriente de aire.

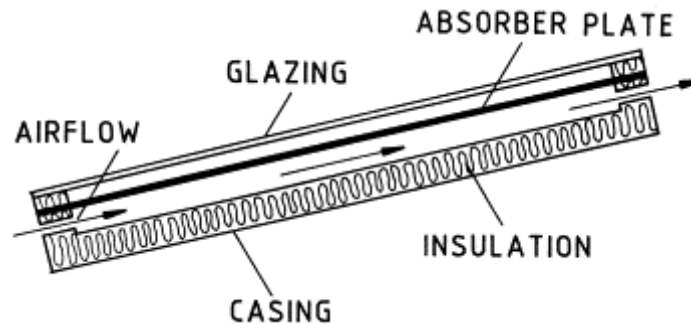


Figura 6. Colector solar de placa plana con cubierta y paso de aire inferior.

Fuente: Ekechukwu et al. (1999c)

Donde *airflow* es el flujo de aire, *absorber plate* es la placa absorbente, *casing* es el revestimiento de la caja, *glazing* es la cubierta e *insulation* es el aislamiento térmico.

- *Colectores de placa plana suspendida y con cubierta:*

En estos colectores la placa está anclada entre la cubierta y el aislante, por lo que el aire circula por ambos lados, aumentando la superficie de transferencia de calor y consiguiendo rendimientos de hasta un 65 %.

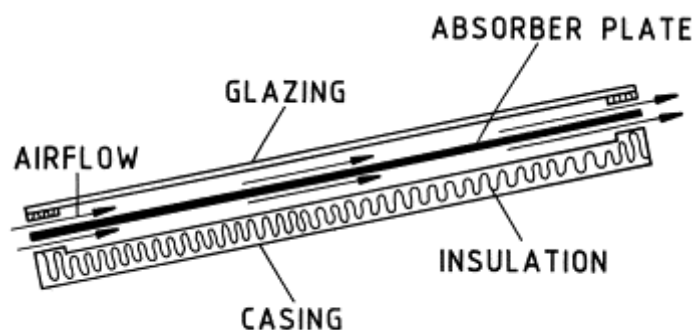


Figura 7. Colector solar de placa plana suspendida y con cubierta.

Fuente: Ekechukwu et al. (1999c)

Donde *airflow* es el flujo de aire, *absorber plate* es la placa absorbente, *casing* es el revestimiento de la caja, *glazing* es la cubierta e *insulation* es el aislamiento térmico.

○ *Colectores de placa plana perforada y con cubierta:*

Se trata de colectores como los anteriores de placa suspendida, pero en lugar de utilizar una placa simple, se emplea una placa perforada o porosa que favorece la turbulencia del aire circulante beneficiando la transferencia de calor hacia el mismo y disminuyendo las pérdidas térmicas al ambiente.

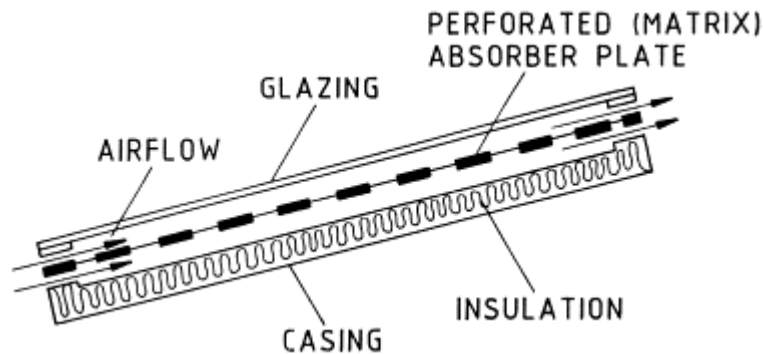


Figura 8. Colector solar de placa plana suspendida perforada y con cubierta.

Fuente: Ekechukwu et al. (1999c)

Donde *airflow* es el flujo de aire, *perforated absorber plate* es la placa absorbente perforada, *casing* es el revestimiento de la caja, *glazing* es la cubierta e *insulation* es el aislamiento térmico.

Se han realizado numerosos ensayos para estudiar los rendimientos de las distintas configuraciones de los colectores (Ekechukwu et al. 1999c), aquellos que presentan rendimientos más altos son más caros y más difíciles de construir. Debido a que en el marco de las tecnologías apropiadas las inversiones son reducidas, no es posible instalar los mejores colectores para obtener los mejores resultados; es preciso adaptar la tecnología a las comunidades locales, como se adelantaba en el capítulo 1.

Como estos sistemas se particularizan para cada tipo de producto a secar, es necesario realizar un estudio en profundidad para identificar el diseño más conveniente teniendo en cuenta los parámetros más importantes en un secadero solar: características del aire de secado y del producto a secar, así como dimensiones de los elementos que forman el sistema (colector y cámara de secado), y los parámetros económicos, como el coste de la inversión y el periodo de retorno, así como los costes de operación y mantenimiento.

### 2.3.3. Descripción del secadero solar estudiado

Una vez estudiadas las alternativas de diseño tanto del secadero como del colector de aire, es necesario tener en consideración el ámbito de aplicación. Dado que la población destinataria de los secaderos solares son los productores locales de las comunidades en los países en vías de desarrollo y que el acceso a estas fuentes de energía debe promover el desarrollo, es necesario considerar para la elección del sistema, la disponibilidad, sostenibilidad y el bajo coste de los recursos que se van a emplear, así como la durabilidad y la robustez del secadero solar.

## 2. Secado solar

Con el fin de facilitar el acceso a la energía y optimizar la eficiencia energética de los sistemas instalados, se ha optado por un **secadero solar activo de tipo distribuido**. En estos diseños, la cámara de secado y el colector solar son dos unidades diferenciadas, pero unidas. Los componentes básicos son: ventilador, colector solar, conducto de unión entre el colector y la cabina, y cámara de secado, que está aislada (no entra radiación) permitiendo realizar la hipótesis del proceso de saturación adiabática en su interior (además, al ser opaca, se evita la degradación de los productos a secar y potencia al máximo sus cualidades). Estos secaderos están basados en el fenómeno de convección forzada gracias al impulso que recibe el fluido, en este caso el aire, por el ventilador. Se emplea energía solar en el sistema ya que se aprovecha la energía solar térmica para el calentamiento del aire previo al proceso de secado, y la energía solar fotovoltaica para la generación de energía eléctrica necesaria para impulsar el ventilador.

El **colector** solar del secadero es de **placa plana y con cubierta** y el fluido de trabajo que utiliza es el **aire**. En este Trabajo se ha optado por esta clase de colector porque era preciso un sistema semi cerrado ya que se trata de un secadero activo y se pretende aprovechar al máximo la impulsión del aire. Se ha elegido un paso de aire superior porque es el más sencillo que permite atenuar las pérdidas de calor por radiación emitidas desde la placa. Además, Ekechukwu et al. (1999c) indica que el rango de temperaturas en el que trabajan esta clase de colectores, es adecuado para procesos de secado.

A continuación se muestra un esquema representativo del secadero solar estudiado con sus componentes principales.

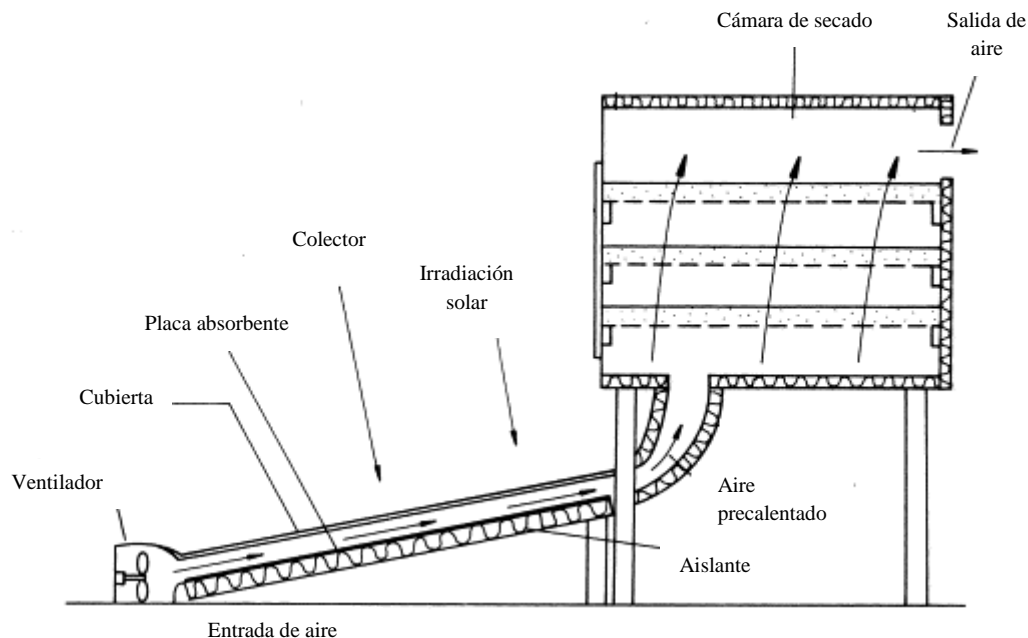


Figura 9. Secadero solar activo de tipo distribuido.

Fuente: Ekechukwu et al. (1999b).

## 3. MARCO TEÓRICO

### 3.1. ENERGÍA SOLAR

El **Sol**, la estrella central de nuestro Sistema Solar, es una gran esfera de gases a elevadas temperaturas que gira sobre su propio eje y se encuentra a una distancia media de 150 millones de kilómetros, con un radio de 109 veces el del planeta terrestre. El Sol es la principal fuente de energía para los procesos que tienen lugar en la Tierra y sostiene prácticamente todas las formas de vida en ella, además de establecer las condiciones climáticas y meteorológicas. En el interior de la estrella continuamente tienen lugar reacciones atómicas de fusión que transforman su principal componente, el hidrógeno, en helio; en este proceso se libera gran cantidad de energía que escapa en forma de rayos solares hacia el espacio exterior. La energía solar que alcanza a la Tierra es del orden de  $1,7 \cdot 10^{14}$  kW, lo que equivale a 10.000 veces el consumo energético mundial (López, J. M. 2006).

Desde el punto de vista de la física, el Sol es un reactor natural de fusión nuclear que en su interior produce reacciones en cadena alcanzando en su interior temperaturas del orden de millones de Kelvin, esta energía generada se transfiere mediante procesos de convección y radiación desde el interior del Sol hasta su superficie, y desde ésta se emiten los rayos del Sol que se propagan en el espacio en forma de ondas electromagnéticas de energía, esto es, en forma de radiación. Desde la Tierra se puede considerar la superficie del Sol como un cuerpo negro que irradia continuamente energía impulsando un flujo constante. Antes de alcanzar la superficie terrestre este flujo de irradiación solar recibe el nombre de irradiación solar extraterrestre. La irradiación solar que incide sobre una superficie normal a los rayos del Sol en el borde exterior de la atmósfera varía diariamente en función de la distancia entre la Tierra y el Sol, su valor medio define la constante solar,  $G_s$ , de valor  $1.367 \text{ W/m}^2$  (aprobado por el World Radiation Centre, Iqbal, M. 1983). Del total de la radiación recibida en la Tierra, se refleja un 30 % y se absorbe el 70 % restante para mantener la convección atmosférica y el ciclo hidrológico (Blanco, J. 2002).

La **energía solar** es una fuente de energía renovable procedente del Sol, fundamentalmente existen dos formas de aprovechamiento de esta energía: térmica y fotovoltaica. Por un lado, la energía solar térmica aprovecha a radiación solar para calentar un fluido, agua o aire generalmente, mediante el uso de colectores o paneles solares térmicos; entre sus aplicaciones se encuentra el agua caliente sanitaria, la calefacción, secaderos solares, climatización de piscinas, o producción de energía mecánica con la que generar energía eléctrica. Y por otro, el fundamento de la energía solar fotovoltaica es la conversión directa de la luz en electricidad, lo que se consigue gracias a las células fotovoltaicas de materiales semiconductores (silicio o germanio) que absorben fotones y emiten electrones formando una corriente eléctrica. La electricidad generada se utiliza en instalaciones aisladas de la red eléctrica (en lugares alejados) y en centrales de generación conectadas a la red. A continuación se muestran algunas ventajas de la energía solar (López, J. M. 2006):

### 3. Marco teórico

- Es una energía que proviene directamente del Sol, por lo que no corre peligro de agotarse a medio plazo.
- No emite gases contaminantes perjudiciales para la salud ni gases de efecto invernadero que favorecen el cambio climático.
- No produce desperdicios o residuos peligrosos de costosa eliminación.
- No produce efectos significativos en la flora y fauna del entorno (excepto las instalaciones de alta temperatura que ocupan una gran extensión de terreno).
- Su impacto sobre el medio ambiente es mínimo y no deja huella ecológica.
- No requiere trabajos complejos ni costosos de transporte, almacenamiento o extracción.
- Se genera directamente en los puntos de consumo.

Para aprovechar la energía solar, es necesario saber qué cantidad de radiación se recibe por unidad de área. La radiación solar que alcanza la superficie terrestre llega condicionada por dos fenómenos de distinta naturaleza: los factores astronómicos, que dependen de la geometría del sistema Tierra y Sol (posición de la Tierra respecto al Sol y coordenadas del lugar) que condicionan el ángulo de incidencia de los rayos; y los factores climáticos, que atenúan la radiación, ya que son los principales responsables de los fenómenos de absorción, reflexión y difusión de la radiación.

La **radiación** total o radiación global está formada por la radiación directa, difusa y reflejada (Izquierdo, M. 2013).

- Radiación **directa**: es la radiación focalizada directamente desde el Sol que ha sido emitida desde el disco solar. En los días soleados la radiación directa puede suponer un 90 % de la total, mientras que en los días nublados se reduce a un 10 %.
  - La radiación directa horaria procedente del Sol que sigue su dirección de propagación es  $I_{b,s}$  ( $W/m^2$ ).
  - La radiación directa sobre la superficie horizontal puede ser horaria ( $I_b$ ) o diaria ( $H_b$ ), ambas se miden en  $W/m^2$  y  $J/m^2$  respectivamente.
  - Y la radiación directa sobre el plano inclinado es  $I_{b,i}$  (horaria,  $W/m^2$ ) o  $H_{b,i}$  (diaria,  $J/m^2$ ).
- Radiación **difusa**: es la radiación dispersa por los gases de la atmósfera (sin incluir la infrarroja).
  - La radiación difusa sobre una superficie horizontal puede ser diaria  $H_d$  ( $J/m^2$ ) u horaria  $I_d$  ( $W/m^2$ ).
  - La radiación difusa sobre el plano inclinado está formada por tres componentes. Puede ser diaria  $H_{d,i}$  ( $J/m^2$ ) u horaria  $I_{d,i}$  ( $W/m^2$ ).
    - La radiación difusa procedente del cielo es la suma de:
      - Radiación difusa horaria isotrópica: es la emitida de forma uniforme desde la bóveda celeste, es decir, aquella cuya intensidad permanece constante independientemente de la dirección,  $I_{d,iso}$  ( $W/m^2$ ).
      - Radiación difusa horaria circumsolar: es la circunscrita al área del cielo del entorno del Sol,  $I_{d,cs}$  ( $W/m^2$ ).
      - Radiación difusa horaria del horizonte: es la que se concentra en las proximidades del círculo del horizonte,  $I_{d,hz}$  ( $W/m^2$ ).

### 3. Marco teórico

En el modelo de radiación empleado se considera que toda la radiación difusa del cielo es isotrópica ( $I_{d,cs} = I_{d,hz} = 0$ ).

- La radiación difusa procedente del suelo o de albedo,  $\varepsilon I_b$ , es la relación entre la radiación directa sobre la superficie horizontal y el coeficiente de albedo,  $\varepsilon$ , que es el porcentaje de radiación reflejada por el suelo
- Radiación **reflejada**: es la radiación directa proyectada por la cubierta del colector después de haber incidido sobre ella,  $I_r$  ( $W/m^2$ ).

Para caracterizar un colector solar es imprescindible definir la irradiación solar, y para ello es preciso determinar los **ángulos** que indican los movimientos de traslación (declinación solar) y rotación (ángulo horario) de la Tierra, así como otros ángulos fundamentales que se describen a continuación.

- Declinación solar ( $\delta$ ):  
La Tierra gira sobre sí misma alrededor del eje polar, que está inclinado  $23,45^\circ$  (invariables) respecto de la normal del plano eclíptico, que es el de revolución de la Tierra alrededor del Sol. Por ello, el ángulo de los rayos solares con el plano del ecuador, que es la declinación solar, varía entre  $+23,45^\circ$  en el solsticio de verano y  $-23,45^\circ$  en el solsticio de invierno, esto se expresa en la siguiente ecuación para cualquier día ( $n$ ) del año.

$$\delta = 23,45 \sin \left( 360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (1)$$

- Latitud ( $\lambda$ ):  
Define el ángulo formado por el radio terrestre y el plano ecuatorial, considerándose positiva la latitud norte y negativa la latitud sur.
- Ángulo de inclinación del colector ( $\beta$ ):  
En general, las aplicaciones que aprovechan la energía solar se disponen con un ángulo de inclinación para aprovechar al máximo la radiación solar, como es el caso del colector solar de aire para secado de productos agrícolas. De esta forma se define el ángulo de inclinación del colector como el ángulo que forman los planos de la superficie inclinada del colector y la horizontal.
- Ángulo horario ( $\omega_h$ ):  
Desplazamiento angular de la proyección del haz solar sobre el plano ecuatorial respecto a la dirección sur. Se consideran desplazamientos positivos cuando son hacia el oeste, puesto que son ángulos horarios posteriores a medio día; y desplazamientos negativos cuando van hacia el este, esto es, ángulos anteriores al medio día.  
Considerando que a cada hora le corresponde una distancia de  $15^\circ$  de meridiano (siendo  $0^\circ$  justo a medio día) y siendo  $t$  la hora solar, el ángulo horario se expresa según la siguiente ecuación:

$$\omega_h = 15(t - 12) \quad (2)$$



### 3. Marco teórico

Conviene señalar que la hora especificada a lo largo del presente Trabajo corresponde con la hora solar, la hora local solo difiere en la distancia al meridiano de referencia y se desprecia.

- Orto y ocaso solar hacen referencia al ángulo de salida y puesta del Sol, siendo de igual valor y signo contrario ( $+\omega_s$ ,  $-\omega_s$ ). Se estudia el ángulo sobre el plano horizontal ( $\omega_{sz}$ ) y sobre el plano inclinado del colector ( $\omega_{st}$ ), y se utiliza el menor de ellos para asegurar que los rayos del Sol alcancen la superficie del colector.

$$\omega_{sz} = \arccos(-\tan \lambda \tan \delta)$$

$$\omega_{st} = \arccos(-\tan(\lambda - \beta) \tan \delta)$$

$$\omega_s = \min(|\omega_{sz}|, \omega_{st}|)$$

(3)

Es conveniente incidir en la diferencia existente en los conceptos de radiación, irradiancia e irradiación. La radiación es la energía por unidad de tiempo ( $W$ ), la irradiación es la radiación que llega por unidad de superficie ( $W/m^2$ ) y la irradiancia es la energía que llega por unidad de superficie ( $J/m^2$ ).

A continuación se muestra la relación de la declinación y la latitud y su evolución a lo largo de un año típico de acuerdo con los estudios de India (Mohanraj et al. 2009) y Burkina Faso (Dissa et al, 2009) con los que se va a trabajar a lo largo del presente Trabajo (ver sección 3.5). Cabe destacar que lo único que varía en las siguientes figuras es la latitud, la declinación es la misma.

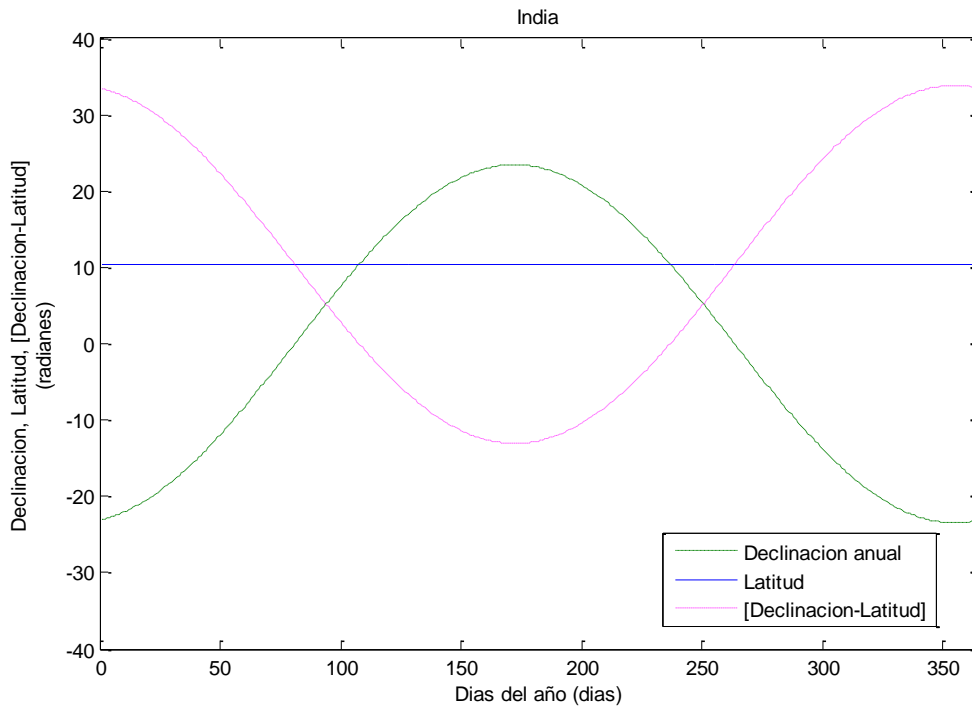


Figura 10. Evolución de la declinación y latitud anuales en India (Mohanraj et al. 2009). Elaboración propia (MATLAB, 2013).



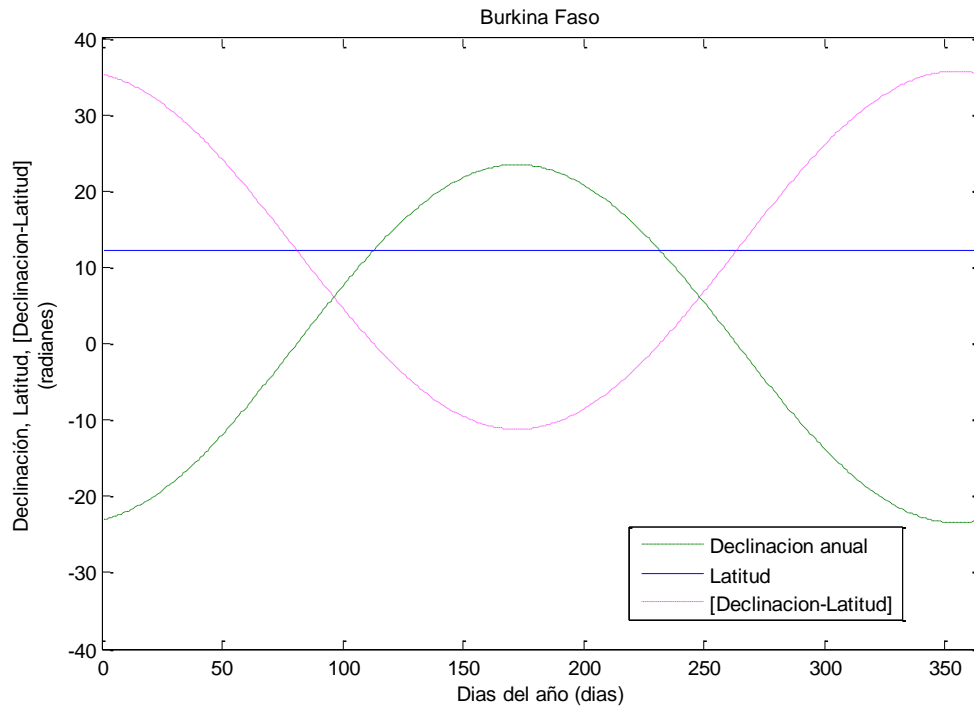


Figura 11. Evolución de la declinación y latitud anuales en Burkina Faso (Dissa et al, 2009).  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Cabe destacar cómo situándose en el mismo punto geográfico terrestre, se observa que la radiación solar, tanto sobre la superficie horizontal como sobre la inclinada, varía a lo largo del año en función de la estación debido a las posiciones que toma dicho plano situado en la Tierra respecto a los rayos del Sol incidentes. Durante los meses cálidos, entre primavera y verano, los rayos solares inciden casi de forma perpendicular sobre el plano horizontal, ya que el Sol está muy alto, de esta forma se maximiza la radiación solar recogida, siendo muy similar la radiación sobre el plano horizontal y el inclinado. Mientras que en los meses fríos, correspondientes a las estaciones de invierno y otoño, la diferencia entre la radiación solar sobre el plano horizontal y el inclinado es mucho más acusada puesto que el ángulo de incidencia de los rayos solares aumenta en estas estaciones.

## 3.2. TRANSFERENCIA DE CALOR

### 3.2.1. TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es el intercambio de energía térmica entre dos cuerpos que tratan de alcanzar el equilibrio térmico. La transferencia de calor siempre tiene lugar desde el cuerpo que se encuentra a mayor temperatura hacia el de menor temperatura, y se puede realizar por tres mecanismos físicos: conducción, convección y radiación.

### 3. Marco teórico

Antes de profundizar en los conceptos de transferencia de calor, conviene definir algunos números adimensionales a los que se hace referencia en los siguientes apartados.

El número de **Reynolds** ( $Re$ ) es el número adimensional que relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas como se muestra a continuación.

$$Re_{D_h} = \frac{\rho_f u_f^2 / L_c}{\mu_f u_f / L_c^2} = \frac{\rho_f u_f L_c}{\mu_f} \quad (4)$$

Siendo  $\rho_f$  la densidad del fluido ( $kg/s$ ),  $u_f$  la velocidad característica del fluido ( $m/s$ ),  $\mu_f$  la viscosidad dinámica del fluido ( $kg/m\ s$ ) y  $L_c$  la longitud característica ( $m$ ).

El número de **Prandtl** ( $Pr$ ) proporciona la medida de la efectividad relativa del transporte del momento y energía por difusión de las capas límite hidrodinámica y térmica, esto es, Prandtl es la relación entre la difusividad del momento o cinemática y la difusividad térmica.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K_f} \quad (5)$$

Siendo  $C_p$  el calor específico del fluido ( $J/kg\ ^\circ C$ ),  $K_f$  la conductividad térmica del fluido ( $W/m\ ^\circ C$ ) y  $\mu_f$  la viscosidad dinámica del fluido ( $kg/m\ s$ ).

El número de **Nusselt** ( $Nu$ ) se utiliza para caracterizar la transferencia de calor por convección. El número de Nusselt proporciona la medida de la transferencia de calor por convección que tiene lugar en una superficie establecida. El número de Nusselt se interpreta como el gradiente de temperatura adimensional en la superficie y se define en la siguiente expresión.

$$Nu = \frac{h L_c}{K_f} \quad (6)$$

Donde  $h$  es el coeficiente convectivo ( $W/m^2\ K$ ),  $K_f$  la conductividad térmica del fluido, en esta ocasión, será la conductividad térmica del aire ( $W/m\ ^\circ C$ ), y  $L_c$  ( $m$ ) es la longitud característica del elemento en cuestión.

Por último, conviene definir la longitud característica ( $L_c$ ,  $m$ ). Cuando el flujo está desarrollado la longitud característica es el diámetro del conducto, y en caso de tratarse de un conducto no circular, es necesario definir el diámetro hidráulico ( $D_h$ ,  $m$ ).

$$D_h = \frac{4 A_s}{P_s} = \frac{4 (W\ s)}{[2(W + s)]} \quad (7)$$

Siendo  $A_s$  el área de paso del fluido ( $m^2$ ), definida como el producto de la anchura ( $W$ ,  $m$ ) por la sección de paso ( $s$ ,  $m$ ); y  $P_s$  el perímetro del área de paso del fluido ( $m$ ), definido como la suma de los lados de dicho área.

### 3. Marco teórico

#### **TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN**

La conducción es la transferencia de calor a través de un medio (sólido o fluido estacionario) cuando existe diferencia de temperaturas. Se determina por la Ley de Fourier que establece que el intercambio térmico es proporcional y de sentido contrario al gradiente de temperatura en esa dirección.

$$q = -\frac{k}{e}\Delta T \quad (8)$$

Donde  $q$  ( $W/m^2$ ) es el flujo de calor por unidad de superficie,  $\Delta T$  ( $K$ ) es el gradiente de temperatura,  $e$  el espesor ( $m$ ) y  $k$  ( $W/m K$ ) es la conductividad térmica característica de cada material que depende del estado en el que se encuentre éste y representa la capacidad con la cual el fluido conduce calor.

#### **TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN**

La convección se da entre superficies, normalmente sólidas, y un fluido en movimiento. Se definen dos fenómenos físicos: difusión (movimiento aleatorio de partículas) y advención (movimiento macroscópico de todo el fluido).

Este mecanismo de transferencia de calor es función de la temperatura a la que se encuentre la superficie y la temperatura del propio fluido lo suficientemente alejado para que no esté condicionado por la superficie. Se basa en la Ley de Enfriamiento de Newton.

$$q = h(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (9)$$

Siendo  $q$  ( $W/m^2$ ) el flujo de calor por unidad de superficie,  $h$  ( $W/m^2 K$ ) el coeficiente de convección o de película,  $T_{sup}$  ( $K$ ) la temperatura de la superficie y  $T_{\infty}$  ( $K$ ) la temperatura del fluido lejos de dicha superficie. El calor transferido ( $Q$ ,  $W$ ) en toda el área en contacto ( $A$ ,  $m^2$ ) con el fluido es:

$$Q = \int q dA = (T_{sup} - T_{\infty}) \int h dA = \bar{h} A (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (10)$$

Donde  $\bar{h}$  ( $W/m^2 K$ ) es el coeficiente de convección promedio en toda la superficie, el cual, a partir de ahora, se expresará en el presente Trabajo como  $h$ .

En general, el cálculo del coeficiente convectivo es complejo y depende de la geometría de la superficie, la velocidad del fluido, sus propiedades físicas y otras variables. En cualquier caso, el coeficiente de convección,  $h$ , se obtiene a partir del número de Nusselt que se calcula con diferentes correlaciones empíricas en función de las condiciones. La forma genérica de estas correlaciones es:

$$Nu = C Re_{L_c}^m Pr^n \quad (11)$$

### 3. Marco teórico

Donde  $C$ ,  $m$  y  $n$  son constantes cuyos valores varían con la naturaleza de la superficie y el tipo de flujo.

Se definen dos formas de convección principales según el modo de transferencia de calor, convección forzada o natural.

- La convección **natural** se origina por causas naturales. El gradiente de densidad tiene su origen en la diferencia de temperaturas que provocan las fuerzas de flotación que generan el movimiento del fluido.
- Mientras que en la convección **forzada**, el movimiento entre la superficie y el fluido se debe a causas externas (ventiladores, agitadores...). En este caso es vital conocer el número de Reynolds para identificar si el flujo es laminar o turbulento.

En ambos casos es necesario estudiar las capas límite:

- **Capa límite hidrodinámica:**  
Al entrar en contacto las partículas del fluido con la superficie adquieren velocidad nula. Estas partículas retardan el movimiento de las que se encuentran en la capa contigua, éstas con la siguiente, y así sucesivamente hasta que el efecto resulta insignificante a una distancia de la superficie. Este retardo del movimiento del fluido se asocia al los efectos cortantes en la superficie que actúan en los planos paralelos a la velocidad del fluido. De esta forma el flujo se caracteriza por dos regiones: la capa límite (una capa fluida delgada con gradientes de velocidad y esfuerzos cortantes considerables), y fuera de la capa límite (donde los gradientes de velocidad y de los esfuerzos cortantes resultan insignificantes).
- **Capa límite térmica:**  
Solo se produce si difieren las temperaturas del flujo libre del fluido y la superficie. Cuando las partículas del fluido toman contacto con la pared alcanzan el equilibrio térmico a la temperatura de la superficie. Estas partículas intercambian calor con las adyacentes y así sucesivamente provocando un gradiente de temperaturas en el seno del fluido.

La transferencia de calor por convección se caracteriza por el régimen en el que se encuentre la capa límite, en cuyo desarrollo se diferencian tres zonas: laminar, turbulenta y de transición.

- La capa límite es **laminar** si el movimiento del fluido es ordenado y se pueden identificar las líneas de flujo a lo largo de las cuales se mueven las partículas.
- La capa límite es **turbulenta** si el movimiento del fluido en la capa límite es muy irregular y se caracteriza por fluctuaciones de velocidad, las cuales favorecen la transferencia de energía. Al aumentar la fricción superficial, aumenta la transferencia por convección. Esto produce espesores de capa límite turbulenta más grandes y perfiles de velocidad y temperatura más planos.
- La región de **transición** es la zona entre la capa límite laminar y la turbulenta. En ella empiezan las fluctuaciones del fluido que se amplifican hasta convertirse en turbulento.

El número de Reynolds caracteriza el tipo de flujo. En flujo externo la velocidad característica es la del fluido a una distancia suficientemente alejada de la superficie con la que se intercambia calor, y en flujo interno la velocidad toma el valor de la velocidad media del fluido en la sección

### 3. Marco teórico

de conducto estudiada. Hay que diferenciar entre los límites de cada régimen en función de si el flujo es interno o externo, de modo que:

- Flujo externo:  $Re_{crítico} \approx 5 \cdot 10^5$
- Flujo interno:  $Re_{crítico} \approx 2.300$

Para valores de Reynolds menores que el crítico, el flujo será laminar, mientras que si Reynolds toma valores iguales o mayores al Reynolds crítico, se considera el flujo turbulento.

#### **TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN**

Cualquier cuerpo, por el hecho de encontrarse a cierta temperatura (mayor que el entorno), emite calor por radiación hasta alcanzar el equilibrio, ya que no es necesario ningún medio natural para que se transmita.

La transferencia de calor por radiación consiste en el intercambio neto de calor por radiación entre dos superficies sin ningún medio material ya que se debe a la emisión de ondas electromagnéticas.

Conviene diferenciar entre cuerpos negros y grises. Un cuerpo negro es un objeto teórico que absorbe toda la luz y energía radiante que incide sobre él, y lo que emite se denomina radiación de cuerpo negro. Un cuerpo gris emite una fracción constante de radiación que emitiría el cuerpo negro para cada longitud de onda. La emitancia o emisividad,  $\varepsilon$ , de una superficie gris es el cociente de la potencia emisiva de éste y la del cuerpo negro a la misma temperatura.

Dos cuerpos a diferente temperatura emiten calor en forma de radiación. Para estudiar este proceso hay que considerar las propiedades ópticas de los materiales, sus posiciones, los factores de forma, etc. Se consideran dos cuerpos enfrentados con superficies a distintas temperaturas de forma que la superficie que se encuentre a mayor temperatura transferirá calor al de menor temperatura, de acuerdo a la Ley de Stefan Boltzman:

$$q = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (12)$$

Donde  $q$  ( $W/m^2$ ) es el flujo de calor por unidad de superficie,  $\varepsilon$  es la emisividad del material que indica cuánto irradia el cuerpo respecto al cuerpo negro y  $\sigma$  es la constante de Stefan Boltzman ( $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$ ).

### **3.3. PSICROMETRÍA**

Los procesos de secado dependen de las propiedades del flujo de aire que seca los productos, las cuales se relacionan en los diagramas psicrométricos. La psicrometría es el estudio de sistemas constituidos por aire y agua.

### 3. Marco teórico

El aire atmosférico es aire húmedo, que está formado por una mezcla homogénea de aire seco y vapor de agua que sigue la Ley de los Gases Ideales. A continuación se definen las propiedades principales del aire húmedo.

- **Humedad relativa ( $\phi$ ):** se define como el cociente entre la presión parcial del vapor de agua ( $P_v$ ) en una mezcla a la temperatura dada y la presión de saturación a la misma temperatura ( $P_{vs}$ ).

$$(\%) = \frac{P_v}{P_{vs}} 100 \quad (13)$$

- **Relación de humedad o humedad específica ( $\omega$ ):** es la masa de vapor de agua ( $m_v, kg$ ). por unidad de masa de aire seco ( $m_a, kg$ ).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (14)$$

- **Temperatura de rocío ( $T_R$ ):** es la temperatura a la que, a una presión dada, una masa de aire húmedo con la misma concentración estaría saturada, esto sucede cuando el vapor de agua comienza a condensarse por un proceso de enfriamiento mientras la presión y la relación de humedad permanecen constantes.
- **Temperatura de bulbo seco ( $T_{db}$ ):** es la temperatura del aire húmedo y suele denominarse temperatura ambiente.
- **Volumen específico ( $v$ ):** es el volumen que ocupa el aire húmedo por unidad de masa de aire seco.
- **Entalpía de la mezcla ( $h$ ):** es la cantidad de energía calorífica del aire húmedo por unidad de masa de aire seco (porque se conserva).

La **temperatura de bulbo húmedo ( $T_{wb}$ )** no es una propiedad como tal. Se define como la temperatura que indica un termómetro rodeado de un algodón inmerso en agua sometido a una corriente de aire húmedo. Se alcanza la temperatura de bulbo húmedo cuando la presión de vapor de agua es igual a la presión de vapor de saturación. Siendo la **presión de vapor ( $P_v$ )** la presión parcial del vapor de agua contenido en el aire húmedo; si el aire húmedo estuviese totalmente saturado, la presión de vapor corresponde con la presión de vapor saturado ( $P_{vs}$ ).

En la Figura 12 se observa el diagrama psicrométrico para temperaturas comunes, y en la Figura 13 se representan las líneas correspondientes a cada una de las propiedades anteriormente mencionadas.

### 3. Marco teórico

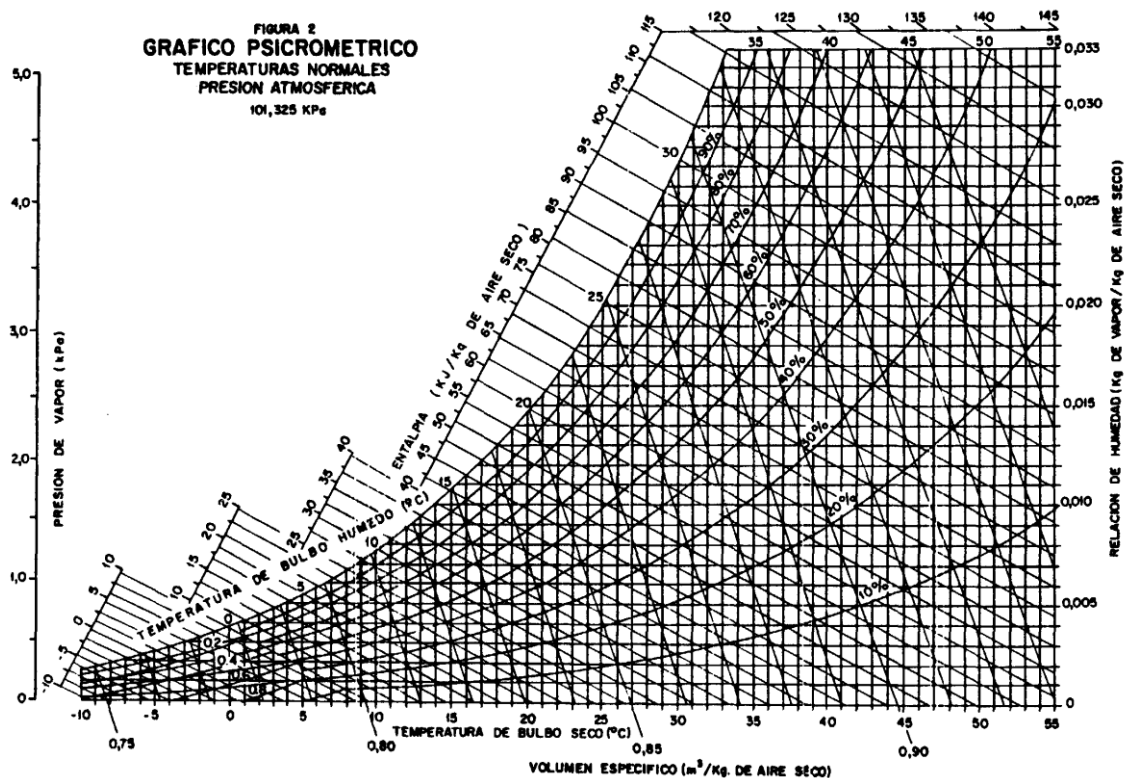


Figura 12. Diagrama psicrométrico.

Fuente: “Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural (FAO)”

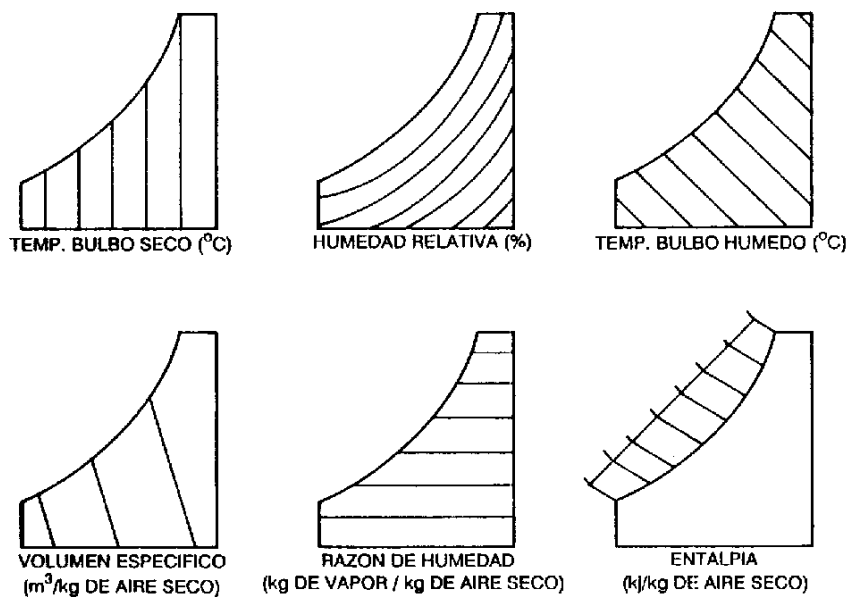


Figura 13. Esquema de las propiedades del diagrama psicrométrico.

Fuente: “Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural” (FAO)



### 3. Marco teórico

Se puede expresar la relación de humedad en función de las presiones parciales y los pesos moleculares del aire seco y el vapor de agua. Al considerar el aire húmedo como una mezcla de gases ideales, es adecuado emplear la Ecuación de los Gases Ideales:

$$P V = \dot{m} R_g T \quad (15)$$

Siendo  $P$  la presión,  $V$  el volumen,  $T$  la temperatura y  $R_g$  la constante de los gases que sigue la siguiente expresión para el aire y el vapor de agua:

$$R_{g,a} = \frac{R}{(PM)_a} \quad R_{g,v} = \frac{R}{(PM)_v} \quad (16)$$

Donde  $(PM)_v$  y  $(PM)_a$  son los pesos moleculares del vapor de agua y del aire respectivamente, cuyos valores son: 18,016 kg/kmol y 28,97 kg/kmol.

La hipótesis de considerar el vapor de agua como gas ideal se justifica porque la entalpía del vapor de agua a temperaturas atmosféricas ( $-10\text{ }^{\circ}\text{C} < T < 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) y presiones parciales de vapor de agua del orden de  $10^3\text{ Pa}$ , puede considerarse igual a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura:  $h_v \approx h_g$ . Además, en ese rango de temperaturas la entalpía del vapor saturado varía linealmente con la temperatura (ver 5.1.2.2).

La Ley de Dalton de las presiones parciales establece que el aire húmedo puede estudiarse considerando las presiones parciales de cada uno de estos componentes. Esta ley indica que la presión de una mezcla de gases que no reaccionan químicamente, como es el caso de aire, es igual a la suma de las presiones parciales de cada componente en las mismas condiciones del sistema. De esta forma se define la presión absoluta ( $P$ ) del aire atmosférico ( $P_{atm}$ ) como la suma de las presiones parciales del aire seco ( $P_a$ ) y el vapor de agua ( $P_v$ ):

$$P_{atm} = P_a + P_v \quad (17)$$

Donde la presión absoluta o atmosférica en condiciones normales toma el valor de 101.300 Pa. Introduciendo la ecuación de los gases ideales (15) en la expresión de la relación de humedad (108), y operando con las ecuaciones anteriores, se tiene:

$$\omega = \frac{R_{g,a}}{R_{g,v}} \frac{P_v}{P_a} = \frac{(PM)_v}{(PM)_a} \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (18)$$

La fracción de los pesos moleculares del vapor de agua y el aire seco es aproximadamente 0,622. Además, si se escribe la presión parcial del agua como función de la humedad relativa, se tiene:

$$\omega \cong 0,622 \frac{P_{v,sat}}{P_{atm} - P_{v,sat}} \quad (19)$$



### 3. Marco teórico

La **Ecuación de Clausius Clapeyron** caracteriza el cambio de fase entre líquidos y sólidos. En un diagrama presión – temperatura, la pendiente de la línea que separa ambos estados viene definida por dicha ecuación:

$$\frac{dP_{sat}}{dT} = \frac{\Delta H_{fs}}{T \Delta V} \quad (20)$$

Donde  $\Delta H_{fs}$  es la entalpía del cambio de fase ( $W/m^2 K$ ); y  $\Delta V$  la diferencia entre el volumen molar del gas ( $m^3/mol$ ) y el de la fase condensada, como la primera es mucho mayor que la segunda,  $\Delta V$  se puede aproximar a  $V_g$ . Por tanto:

$$\begin{aligned} \Delta V &= V_g - V_w & V_g &\gg V_w & \Delta V &\cong V_g \\ \frac{dP_{sat}}{dT} &= \frac{\Delta H_{fs}}{T V_g} \end{aligned} \quad (21)$$

Al introducir la Ecuación de los Gases Ideales (ver (15)) en la expresión anterior, se tiene que:

$$\frac{dP_{sat}}{dT} = \frac{P \Delta H_{fs}}{R T^2} \quad (22)$$

Integrando esta expresión:

$$\int_{P_o}^{P_{sat}} \frac{dP_{sat}}{P} = \int_{T_o}^{T_{sat}} \frac{\Delta H_{fs}}{R T^2} dT \quad (23)$$

Donde  $\Delta H_{fs}$  representa la entalpía de vaporización para el equilibrio líquido – vapor. Si la variación de entalpía se considera constante, la forma integrada de la ecuación de Clausius Clapeyron aplicada al equilibrio líquido vapor es:

$$P_{sat}(T_{sat}) = P_o e^{\left[ \frac{-\Delta H_{fs}}{R} \left( \frac{1}{T_{sat}} - \frac{1}{T_o} \right) \right]} \quad (24)$$

Donde las presiones corresponden con las presiones de vapor a las temperaturas de saturación ( $T_{sat}$ ) y referencia ( $T_o$ ), esto es  $P_{sat}(T_{sat})$  y  $P_o(T_o)$ , y  $\Delta H_{fs}$  presenta el valor medio para las condiciones saturación y referencia.

## 3.4. TEORÍA DE SECADO

El objetivo del **proceso de secado** es la extracción de humedad de un producto, en este proceso se puede partir de aire precalentado o no. Se produce un intercambio de calor desde el flujo de aire hacia los productos. El resultado es la vaporización del agua contenida en el producto al aire (siendo un proceso simultáneo de transferencia de energía y masa) y en consecuencia

### 3. Marco teórico

aumenta la humedad relativa del aire con la disminución de la temperatura seca, manteniéndose constante la temperatura de bulbo húmedo.

La **capacidad de absorber vapor** depende de si se emplea aire precalentado o no (Ekechukwu, 1999a). Atendiendo a la Figura 14, si se considera que el aire no está saturado a temperatura ambiente,  $T_1$ , se tiene la temperatura de bulbo húmedo,  $T_{wb1}$ , la humedad relativa,  $\phi_1$ , y la relación de humedad o humedad absoluta,  $\omega_1$  (en la Figura denominada  $H_1$ ). Asumiendo que el aire que se emplea en la cámara de secado no está precalentado, el proceso de saturación sigue la línea de enfriamiento adiabática  $T_{wb1}$ , correspondiente con la línea AB, y si el proceso continuase hasta saturación se alcanzaría la humedad absoluta  $\omega_2$  (en la Figura denominada  $H_2$ ); esto significa que la extracción máxima de humedad es  $(\omega_2 - \omega_1)$ . Sin embargo, si el aire ambiente ha sido precalentado antes de introducirse a la cámara de secado a humedad absoluta constante  $\omega_1$  hasta la temperatura seca  $T_2$ , con humedad relativa de  $\phi_2$  (línea AC), el proceso de secado ahora sigue la línea de enfriamiento adiabática  $T_{wb2}$  (línea CD), que en condiciones de saturación corresponde con una relación de humedad  $\omega_3$  (en la Figura 14 denominada  $H_3$ ); en este caso, el máximo valor de extracción de humedad correspondería con  $(\omega_3 - \omega_1)$ .

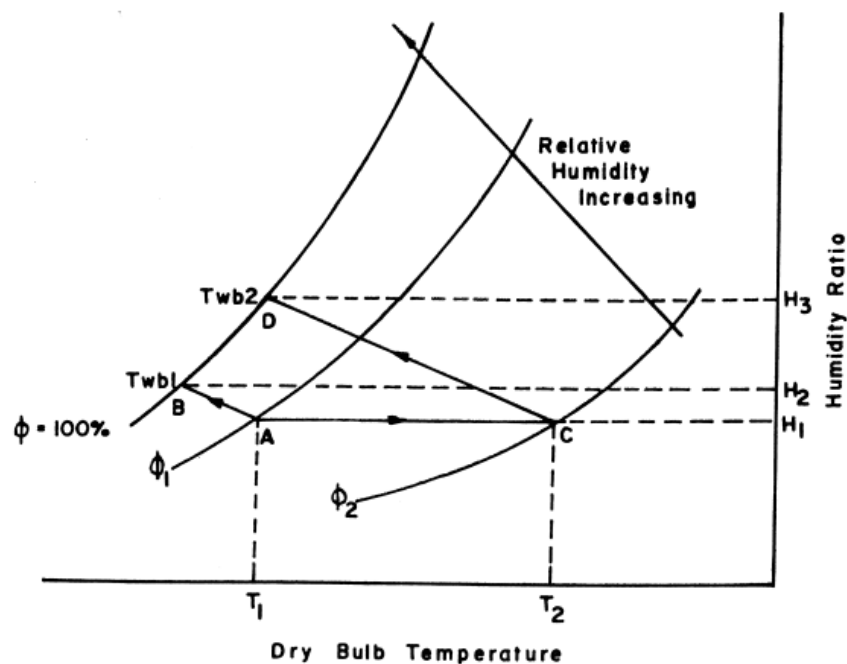


Figura 14. Esquema del proceso de secado del aire ambiente y precalentado en el diagrama psicrométrico. Fuente: Ekechukwu (1999a)

Por tanto, aumentar la temperatura del aire seco es una ventaja ya que un incremento relativamente pequeño en la temperatura del aire a la entrada del secadero, aumenta considerablemente su capacidad de absorber vapor, optimizando dicho proceso.

De acuerdo con Ekechukwu (1999a), en el rango de temperaturas en el que trabajan los secaderos solares enfocados a productos agrícolas, cada incremento de 1 °C de la temperatura seca del aire, permite llevarse  $3,60 \cdot 10^{-4}$  kilogramos de vapor por cada kilogramo de aire seco.

En condiciones ambiente habituales, por ejemplo 20 °C de temperatura seca y 59 % de humedad relativa, el cambio del aire precalentado a 35 °C con 25 % de humedad relativa, incrementa en más de tres veces la capacidad de absorber vapor del aire (Ekechukwu et al. 1999a). Es evidente la mejora de la eficiencia del proceso de secado al emplear aire precalentado.

### **3.5. ESTADO DEL ARTE**

Se estima que las pérdidas en productos agrícolas durante su secado suponen entre un 30 y 40 % de la producción total. Si en el proceso de secado de los productos se emplearan secaderos solares bien diseñados, se reducirían drásticamente las pérdidas del cultivo después de la cosecha en los países en vías de desarrollo.

Tradicionalmente los productos se secaban utilizando energía procedente de combustibles fósiles, quemando madera en un horno o disponiendo los productos al aire libre para que se secasen al Sol. Sin embargo, estos métodos presentan numerosas limitaciones y suponen un coste elevado, además de provocar un impacto medioambiental; y en el caso del secado natural, existen fluctuaciones importantes debido a que los datos climáticos son en muchas ocasiones impredecibles. Es por esto por lo que en los últimos años el uso de secaderos solares ha mostrado un importante crecimiento ya que se encuentra entre ambos extremos y presenta mayor uniformidad, eficiencia y un coste admisible para los productores de las zonas rurales. El potencial del uso de secaderos solares en países en vías de desarrollo frente al secado con combustibles convencionales lo analizó Saif-UI-Rehman (1967), justificando el empleo de secaderos solares por las limitaciones económicas que suponen las alternativas. Mientras que Müller et al. (2009) realizaron una simulación en ordenador para valorar el potencial del uso de colectores solares para precalentar el aire antes de introducirlo en la cámara de secado del secadero. Centrarón su estudio en el secado de una fruta muy extendida en el norte de Tailandia, el logan (de la familia de los lichis), ya que el conjunto de la producción de esta fruta seca y fresca supone hasta el 90 % de la exportación de este país. Los resultados del estudio mostraron que con el uso de secaderos solares con colectores, en lugar de los métodos tradicionales, se puede reemplazar hasta un 19,6 % de la energía térmica demandada durante la época de secado de esta fruta con energía solar; lo que se traduce en un ahorro económico de THB 56.000 (1.600 € aproximadamente).

Se han realizado diferentes estudios que comparan el proceso de secado en secaderos solares frente a los métodos tradicionales; otros estudios analizan cuáles son las clases de secaderos que mejor funcionan en función del uso; mientras que otras investigaciones se han centrado en el análisis de los colectores solares. A continuación se hace un breve repaso de los estudios realizados en diferentes áreas del mundo.

En la región de Asia y el Pacífico el método tradicional es el secado natural (al aire) en el que los productos se exponen directamente al Sol. Se han estudiado los numerosos diseños de secaderos solares que se podrían implantar en esta zona, llegando a la conclusión de que los más accesibles son los distribuidos de convección forzada y natural y los de tipo invernadero (Iniyan et al. 2012).

### 3. Marco teórico

Por otro lado, los resultados de las investigaciones y experimentos realizados en Europa en los últimos años, indican que el uso de colectores solares planos en el proceso de secado tiene un gran potencial, contribuyendo con su uso a la reducción del consumo de energías fósiles. Además, el uso de secaderos solares no solo presenta ventajas económicas, también apoya al desarrollo del pequeño mercado con los consiguientes beneficios en la sociedad local. Asimismo, con el aprovechamiento de la energía solar se reducen las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera (Iniyan et al. 2012).

Joshi et al. (2000) estudiaron la aplicación de secaderos solares en las áreas rurales de Nepal para preservar alimentos. Para ello realizaron una encuesta nacional que reveló los tres tipos de secaderos más habituales: para uso doméstico, comercial e industrial; partiendo de los datos obtenidos se realizaron modificaciones tanto en el diseño del secadero (utilizaban secaderos directos y Joshi et al. propusieron los indirectos obteniendo mejores resultados), como en los materiales y dimensiones del colector; consiguiendo adaptar los secaderos a las necesidades de los productores y mejorando en todos los casos la eficiencia de los sistemas.

Arabia Saudí está situada en un lugar ideal para aprovechar la energía solar en secaderos solares. Zahed et al. (1988) realizaron una simulación numérica del secado de cereales, y obtuvieron resultados que mostraban un ahorro energético de un 35 % utilizando colectores solares para calentar el aire antes de introducirlo a la cámara de secado.

En cuanto al diseño del secadero solar, numerosos autores han estudiado las alternativas. Sharma et al. (1995) presentaron una investigación experimental de los tipos de secaderos basados en los principios de convección natural y forzada. Dando de esta forma las pautas para seleccionar los diseños más apropiados en función del uso del secadero (a nivel doméstico, granjas o a nivel industrial). Henriksson y Gustafsson (1986) estudiaron el secado de los alimentos de los animales en una granja centrándose en los secaderos solares activos, los cuales garantizaban un importante ahorro económico respecto al secado con combustibles fósiles.

Por su parte, Mohanraj y Chandrasekar (2009) basaron su investigación en un secadero solar activo de tipo distribuido situado en **India** (Pollachi), ya que en este país el secado solar es el método más utilizado para secar productos agrícolas. Construyeron un sistema formado por un colector solar, una cámara de secado y un ventilador, con el que se quería estudiar el comportamiento del sistema con diferentes condiciones meteorológicas realizando experimentos entre enero y abril de 2008 consiguiendo resultados satisfactorios en su estudio. Debido a la analogía del sistema empleado en esta investigación con el presentado en el presente Trabajo, se han seleccionado los datos experimentales tomados por Mohanraj y Chandrasekar (2009) para validar el modelo teórico propuesto. A continuación se muestran los datos más significantes del estudio de India que se van a emplear:

- El estudio se localiza en Pollachi, India (latitud: 10,39 °N y longitud: 77,03 °E).
- Los datos experimentales empleados son del día 1 de enero de 2008.
- El ángulo de inclinación del colector es de 25°.
- El área del colector es de 2 m<sup>2</sup> (longitud: 2 m y ancho: 1 m).
- La sección de paso del colector es de 25 mm.

### 3. Marco teórico

- Los datos de temperatura ambiente e irradiación solar sobre el plano horizontal para el día elegido se muestran en el apartado 4.2; así como los datos experimentales tomados, para la comprobación del modelo.

Dissa et al. (2009) realizaron una investigación en Ouagadougou (**Burkina Faso**) para estudiar los resultados del proceso de secado de los productos de la zona en un secadero solar activo de tipo distribuido bajo condiciones climáticas simuladas en el laboratorio, centrándose en las curvas de secado del mango, ya que éste es uno de los productos que mayor porcentaje representa en las exportaciones del oeste de África. Las cosechas de mango son entre abril y julio, coincidiendo con el periodo en el que la radiación solar es mayor. Por tanto, el uso de secaderos solares en estas condiciones tan favorables (excedente de cosecha y radiación solar elevada) es el método ideal a seguir. El objetivo del estudio de Dissa et al. (2009) era estudiar la cinética del proceso de secado de los mangos en un secadero solar indirecto de convección forzada. Debido a la semejanza entre el secadero solar de Burkina Faso y el estudiado en el presente Trabajo, se han extraído los datos de la investigación de Dissa et al. (2009) para aplicarlos al modelo desarrollado y, poder, así, validarlo. A continuación se indican los datos empleados para la validación del modelo teórico:

- El estudio se realizó en la Universidad de Ouagadougou, Burkina Faso (latitud: 12°23 N y longitud: 1°32 O).
- Los datos experimentales corresponden con un día típico, el 15 de mayo.
- El ángulo de inclinación del colector es de 8,83°.
- El área del colector es de 1,72 m<sup>2</sup> (longitud: 2 m y ancho: 0,85 m).
- La distancia entre la placa y la cubierta del colector es de 0,05 m.
- Del mismo modo que para los datos de India, los datos de temperatura ambiente e irradiación solar sobre el plano horizontal para el día elegido en Burkina Faso se muestran en el apartado 4.2; así como los datos experimentales tomados, para la comprobación del modelo.

En conclusión, se puede decir que la mejor alternativa para superar los inconvenientes de los métodos tradicionales de secado (combustibles fósiles y secado natural), es el desarrollo de los secaderos solares. La calidad de los productos secados es mayor y las pérdidas de producto se reducen significativamente con este método.

## 4. MODELIZACIÓN MATEMÁTICA DEL COLECTOR SOLAR

### 4.1. MODELO PARA CALCULAR LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA

#### 4.1.1. Irradiación

La mayoría de los datos disponibles de irradiación global solar son sobre el plano horizontal, incluyendo la radiación directa y difusa definidas en el capítulo 3 (apartado 3.1.). Los elementos típicos de medida son los piranómetros y pirheliómetros. En general, las aplicaciones que aprovechan la energía solar se disponen con un ángulo de inclinación para aprovechar al máximo la radiación solar, como es el caso del colector solar de aire para secado de productos agrícolas. Por tanto, resulta necesario conocer la irradiación solar sobre el plano inclinado de la superficie receptora.

El principal inconveniente para calcular la irradiación solar sobre el plano inclinado es la propia atmósfera de la Tierra, que hace que al atravesar la atmósfera la irradiación extraterrestre se divide en irradiación difusa e irradiación directa, con comportamientos de distinta naturaleza. A pesar de ello, una vez conocida la irradiación solar horaria sobre el plano horizontal (mediante los aparatos de medida), se pueden aplicar diferentes modelos matemáticos que permiten obtener la irradiación sobre el plano inclinado.

Con el fin de obtener la **irradiación solar sobre el plano inclinado**, se va a emplear un modelo teórico (Duffie y Beckmann, 2006), descrito a continuación, que parte de los datos de irradiación solar sobre el plano horizontal y la temperatura ambiente.

La irradiación recibida en la superficie normal al flujo solar en el borde exterior de la atmósfera se recoge en la constante solar,  $G_s$  ( $W/m^2$ ). Resulta necesario corregir la constante solar media para considerar las variaciones de la distancia entre la Tierra y el Sol cada día del año. De esta forma se define la constante solar corregida,  $G_o$  ( $W/m^2$ ), como sigue:

$$G_o(dia) = G_s \left[ 1 + 0.033 \cos \left( \frac{2\pi}{365} (dia) \right) \right] \quad (25)$$

En la siguiente figura se puede ver la evolución de la constante solar y la constante solar corregida para los casos de India y Burkina Faso, presentados anteriormente, y en general para toda la Tierra, ya que la constante solar corregida sólo depende del día del año.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

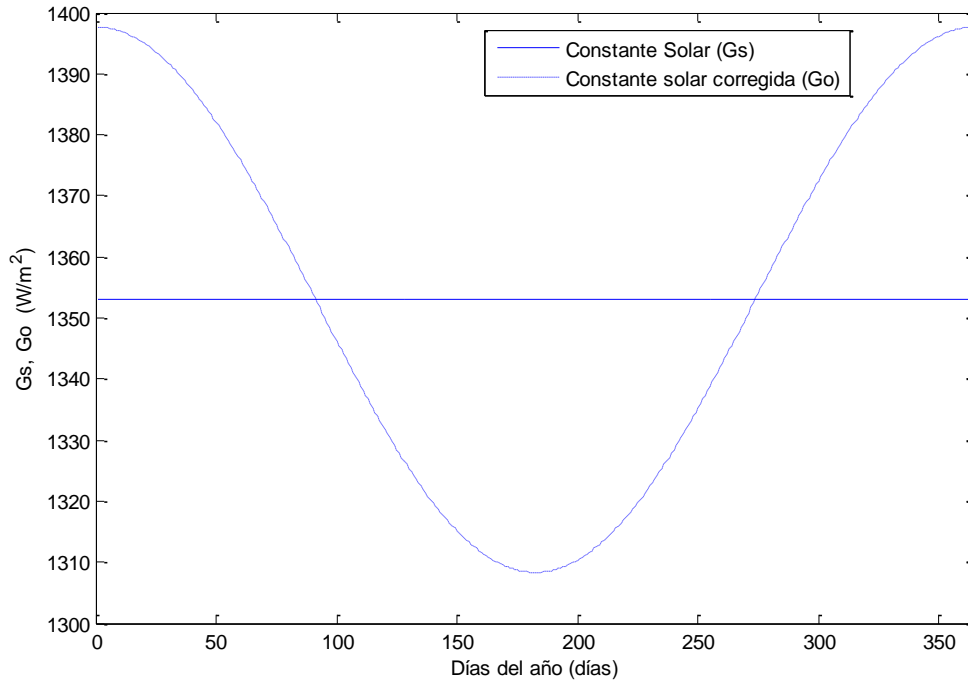


Figura 15. Comparación entre la constante solar corregida a lo largo del año y la constante solar media. Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Para calcular la irradiación solar incidente sobre el plano inclinado del colector, es necesario conocer los ángulos definidos en el apartado 3.1 para saber cómo inciden los rayos solares en la superficie a estudiar, y a partir de ellos, hallar la irradiación solar extraterrestre,  $I_o$  ( $W/m^2$ ), que es diferente cada día del año y a cada hora solar.

$$I_o = \frac{(\cos \lambda \cos \delta)(\sin \omega_h - \sin \omega_{h-1}) + (\omega_h - \omega_{h-1}) \sin \lambda \sin \delta}{\left[ 3600 \left( \frac{\pi}{12 \cdot 3600 G_o} \right) \right]} \quad (26)$$

Donde  $G_o$  ( $W/m^2$ ) es la constante solar corregida;  $\lambda$  es la latitud,  $\delta$  la declinación del día,  $\omega_h$  el ángulo horario y  $\omega_{h-1}$  el ángulo horario de la hora anterior, estando todos los ángulos en radianes.

A continuación se define el índice de transparencia atmosférica,  $K_t$ , como la relación entre la irradiación solar sobre el plano horizontal y la irradiación solar extraterrestre para cada hora del día.

$$K_t = \frac{I_{med}}{I_o} \quad (27)$$

#### 4. Modelización matemática del colector solar

Siendo  $I_{med}$  ( $W/m^2$ ) la irradiación solar sobre el plano horizontal e  $I_o$  ( $W/m^2$ ) la irradiación extraterrestre.

Para el cálculo de las componentes directa ( $I_b$ ,  $W/m^2$ ) y difusa ( $I_d$ ,  $W/m^2$ ) de la irradiación global, partiendo de datos horarios, es necesario utilizar la correlación de Erbs et al. (1982).

$$\begin{aligned} \text{Si } K_T \leq 0,22 \quad I_d &= I_{med}(1 - 0,09 K_t) \\ \text{Si } 0,22 < K_T \leq 0,8 \quad I_d &= I_{med}(0,9511 - 0,1604 K_t + 4,388 K_t^2 - 16,638 K_t^3 + 12,33 K_t^4) \\ \text{Si } K_T > 0,8 \quad I_d &= I_{med} 0,165 \end{aligned} \quad (28)$$

La irradiación directa se obtiene una vez conocida la difusa, utilizando un factor geométrico ( $R_b$ ) para corregir el ángulo de incidencia de la horizontal al plano inclinado. La irradiación directa coincide con el primer término de la expresión de irradiación sobre el plano inclinado. El factor geométrico de conversión,  $R_b$ , para colectores orientados al sur (como es el caso de los colectores planos estudiados), tiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \text{Si } |\omega_h| < \omega_s \quad R_b &= \frac{\cos(\lambda - \beta) \cos \omega_h + \sin(\lambda - \beta) \sin \delta}{\cos \lambda \cos \delta \cos \omega_h + \sin \lambda \sin \delta} \\ \text{Si } |\omega_h| > \omega_s \quad R_b &= 0 \end{aligned} \quad (29)$$

Y finalmente, con la siguiente expresión, se obtiene la irradiación solar horaria sobre el plano inclinado.

$$I_{tilted} = R_b(I_{med} - I_d) + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \varepsilon I_{med} \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (30)$$

Donde  $R_b$  es el factor geométrico de conversión,  $I_d$  ( $W/m^2$ ) es la irradiación difusa,  $I_{med}$  ( $W/m^2$ ) es la irradiación sobre el plano horizontal,  $\beta$  ( $rad$ ) el ángulo de inclinación del colector solar, y  $\varepsilon$  el coeficiente de albedo que depende del terreno en el que esté situado el colector, en general toma un valor de 0,2.

##### 4.1.2. Caracterización del colector

El colector solar es el elemento necesario para calentar el aire ambiente que disminuye su humedad relativa a humedad constante antes de que éste entre a la cámara de secado. Las dos variables más importantes que se deben conocer para caracterizar el proceso de calentamiento del aire del colector mediante la temperatura del aire a la salida del colector y el rendimiento del mismo. El modelo seguido para la obtención de estos parámetros en colectores solares de aire se basa en el estudio realizado por Duffie y Beckmann (2006) sobre esta clase de elementos, como se ha adelantado.



#### 4. Modelización matemática del colector solar

Las **hipótesis** (Duffie y Beckmann, 2006; Njomo et al. 2006; Naphon et al. 2003) bajo las que se realiza el modelo teórico para calcular la temperatura del fluido de trabajo (aire) a la salida del colector solar son:

- El caudal másico de aire a la entrada al colector es uniforme y conocido.
- La velocidad del fluido de trabajo permanece uniforme a lo largo de su recorrido, la cual se puede calcular con la expresión (77).
- Se considera el colector totalmente expuesto al Sol, sin sombras ni otros elementos que interfieran.
- Se consideran despreciables la suciedad y el polvo acumulado en el colector, así como las sombras que puedan existir. También es insignificante el efecto de la caída de temperatura a lo largo de la cubierta transparente del colector.
- El flujo de calor es unidimensional a través de la cubierta.
- El cielo se considera como un cuerpo negro con longitud de onda de radiación larga, por lo que se pueden asumir iguales la temperatura del cielo a la del ambiente ( $T_s \approx T_a$ ).
- La cubierta es opaca a la radiación infrarroja.
- Las propiedades del colector son independientes de la temperatura.
- Se considera la temperatura de la placa media.
- Se considera la temperatura media del fluido para los cálculos necesarios.
- Se asume que la temperatura del fluido a la entrada del colector es igual a la temperatura ambiente.
- Las pérdidas de calor por la parte inferior y superior del colector se producen para la misma temperatura ambiente.
- A través del aislamiento de la parte inferior de la caja existe un flujo unidimensional.
- Las pérdidas por los bordes del colector son insignificantes.
- En la práctica los cambios que se producen en las entalpías de los componentes del colector solar son mínimas, por lo que se consideran constantes en todo el colector evaluadas a la temperatura media del fluido, la placa y la cubierta, según corresponda.
- La absorción de energía solar en la cubierta es despreciable frente a las pérdidas del colector.
- La radiación solar se puede definir como una media de energía en periodos fijos. Se considera que la irradiación instantánea permanece constante durante el intervalo de medición, en este caso es 1 hora, con estas mediciones se suman todos los intervalos para calcular la irradiación total diaria. Se considera que durante estos periodos (de 1 hora en el presente caso) permanecen invariables la temperatura media de la placa y la temperatura ambiente porque es como se puede integrar la ecuación cuando son periodos menores de 1 hora.
- Se desprecian los términos capacitivos de acuerdo a la literatura (Njomo et al. 2006; Naphon et al. 2003). Esto es, durante la hora en la que no varía la irradiación, se trabaja en régimen estacionario; y cuando se produce el paso de una hora a otra, los cambios en todo el colector se consideran instantáneos.

Cabe destacar la problemática que presenta la medición de la temperatura de la placa a lo largo del colector, que depende de la radiación solar incidente, el diseño del colector, las variables características del fluido... Lo mismo sucede con la temperatura de la cubierta. Es por esto por

#### 4. Modelización matemática del colector solar

lo que en el presente estudio se consideran temperaturas medias en toda la placa y en toda la cubierta.

Las principales **variables** que se utilizan en el modelo se describen a continuación y se pueden observar en la Figura 16:

- Variables climáticas y meteorológicas:
  - Irradiación solar absorbida,  $S$  ( $W/m^2$ ).
  - Irradiación solar incidente sobre la superficie del colector,  $I_{tilted}$  ( $W/m^2$ ).
  - Velocidad del viento,  $v_w$  ( $m/s$ ).
  - Temperatura del ambiente,  $T_a$  ( $^{\circ}C$ ).
  - Humedad del ambiente,  $\phi$  (%).
- Variables del diseño del colector solar:
  - Dimensiones características: longitud,  $L$  ( $m$ ); anchura,  $W$  ( $m$ ); y sección de paso,  $s$  ( $m$ ).
  - Caudal de aire,  $\dot{m}$  ( $kg/s$ ).
  - Materiales del colector: espesor,  $e_y$  ( $m$ ); emisividad,  $\varepsilon_y$ ; transmisividad,  $\tau$ ; conductividad térmica,  $K_y$  ( $W/m^2 \text{ } ^{\circ}C$ ); y otras propiedades de los materiales (representados por el subíndice 'y') de la cubierta, de la placa y del aislante.

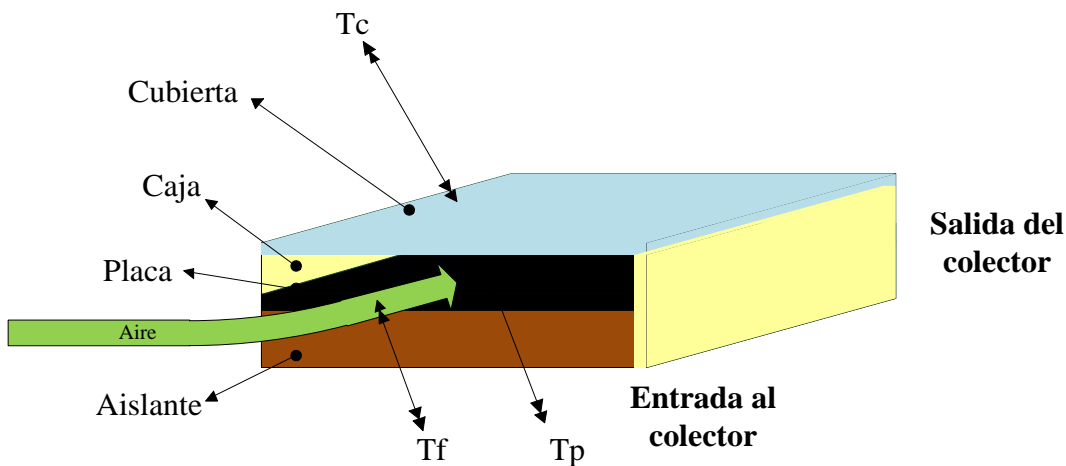


Figura 16. Esquema del colector solar. Elaboración propia (Visio, 2010).

##### 4.1.2.1. Cálculo del rendimiento del colector

En estado estable, el **rendimiento** del colector se define a través del balance energético que muestra cómo la distribución de la energía solar incidente se convierte en energía útil, teniendo en cuenta las pérdidas ópticas y térmicas del colector solar. De acuerdo con Duffie y Beckmann (2006) el rendimiento del colector solar ( $\eta_{col}$ ) se expresa según la siguiente ecuación.

$$\eta_{col} = \frac{Q_u}{I_t A_{col}} \quad (31)$$

#### 4. Modelización matemática del colector solar

Donde  $A_{col}$  es el área de la superficie de captación ( $m^2$ ),  $I_{tilted}$  es la irradiación solar incidente sobre la superficie del colector ( $W/m^2$ ), y  $Q_u$  es el calor útil ( $W$ ) que se lleva el fluido de trabajo y que se expresa de acuerdo a la expresión que sigue:

$$Q_u = \dot{m}_f C_p (T_{fo} - T_{fi}) \quad (32)$$

Siendo  $\dot{m}_f$  el caudal másico de fluido de trabajo (definido más adelante), en este caso el aire (en  $kg/s$ ),  $C_p$  el calor específico del aire ( $J/kg \text{ } ^\circ C$ ),  $T_{fo}$  la temperatura del fluido a la salida del colector ( $^\circ C$ ), y  $T_{fi}$  la temperatura del fluido a la entrada del colector ( $^\circ C$ ). Introduciendo la expresión (32) en la (31), se tiene que el rendimiento del colector es:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{m}_f C_{p,f} (T_{fo} - T_{fi})}{I_{tilted} A_{col}} \quad (33)$$

La relación que compara la energía útil proporcionada por el colector en la situación real y la energía útil que se obtendría si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura de entrada del fluido, define el factor de disipación en el colector,  $F_R$ , como:

$$F_R = \frac{\dot{m}_f C_{p,f} (T_{fo} - T_{fi})}{A_{col} [S - U_L (T_{fi} - T_a)]} \quad (34)$$

Si el flujo másico de fluido aumentase, la temperatura alcanzada por el aire al final del colector disminuiría. Esto hace que las pérdidas disminuyan porque la temperatura media del colector es menor, lo que corresponde con el aumento de calor útil. Este incremento se ve reflejado en el factor  $F_R$ , que también aumenta porque lo ha hecho el caudal de fluido entrante.

Con la expresión (34) se puede definir el calor útil ( $Q_u$ ,  $W$ ) de la siguiente forma:

$$Q_u = A_{col} F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)] \quad (35)$$

Siendo  $S$  ( $W/m^2$ ) la irradiación absorbida por la placa según la ecuación (36),  $U_L$  el coeficiente global de pérdidas en el colector ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ),  $T_{fi}$  la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del colector ( $^\circ C$ ), y  $T_a$  la temperatura del aire ambiente ( $^\circ C$ ).

$$S = I_{tilted} (\tau\alpha) \quad (36)$$

Donde el producto de transmisividad y absortividad ( $\tau\alpha$ ) viene dado más adelante por (49). Combinando las expresiones anteriores, finalmente se obtiene la (37) para expresar el rendimiento del colector.

$$\eta_{col} = \frac{Q_u}{I_{tilted} A_{col}} = \frac{\dot{m}_f C_{p,f} (T_{fo} - T_{fi})}{I_{tilted} A_{col}} = \frac{A_{col} F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)]}{I_{tilted} A_{col}} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R [U_L (T_{fi} - T_a)]}{I_{tilted}} \quad (37)$$

Sin embargo, al tratarse de un colector solar de aire, el factor  $F_R$  no es adecuado ya que la temperatura de entrada al colector coincide con la temperatura ambiente. Es necesario definir el

#### 4. Modelización matemática del colector solar

**factor de eficiencia del colector,  $F'$**  (ver 4.1.4), introduciendo este último factor se reescribe el rendimiento del colector como:

$$\eta_{col} = F'(\tau\alpha) - F'U_L \frac{(T_{fo} - T_{fi})}{I_{tilted}} \quad (38)$$

Donde  $T_{fi}$  es la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del colector,  $T_{fo}$  la temperatura a la salida,  $I_{tilted}$  es la irradiación solar incidente sobre la superficie del colector ( $W/m^2$ ),  $U_L$  ( $W/m^2K$ ) el **coeficiente global de pérdidas del colector**,  $F'$  el factor de eficiencia del colector y  $(\tau\alpha)$  el producto de transmisividad y absorptividad (ver (49)).

##### 4.1.2.2. Distribución de temperaturas

El fluido entra al colector a la temperatura de entrada,  $T_{fi}$ , la cual aumenta a lo largo del recorrido (de 0 a  $L$ ), hasta la salida del colector, donde la temperatura es  $T_{fo}$ . Se puede expresar el balance de energía en el fluido a través del colector como:

$$\dot{m}C_p T_f|_x - \dot{m}C_p T_f|_{x+\Delta x} + \Delta x q_u = 0 \quad (39)$$

Donde  $\dot{m}$  es el caudal másico total que entra al colector,  $C_p$  el calor específico del fluido,  $T_f$  la temperatura del fluido a lo largo del colector,  $\Delta x$  es la distancia recorrida, y  $q_u$  es el calor útil por unidad de área. Dividiendo por  $\Delta x$  y sustituyendo el calor útil por la siguiente expresión:

$$q_u = W F' [S - U_L(T_f - T_a)] \quad (40)$$

Se obtiene:

$$\dot{m}C_p \frac{dT_f}{dx} - W F' [S - U_L(T_f - T_a)] = 0 \quad (41)$$

Asumiendo que  $F'$  y  $U_L$  son independientes de la posición a lo largo del colector (Duffie y Beckmann, 2006), e integrando la ecuación anterior, se obtiene la temperatura del fluido para cualquier posición a lo largo del colector.

$$\frac{T_f(x) - T_a - S/U_L}{T_{fi} - T_a - S/U_L} = e^{\left(\frac{-U_L W F' x}{\dot{m} C_p}\right)} \quad (42)$$

Despejando  $T_f(x)$ , la temperatura del fluido para cualquier punto  $x$  a lo largo del colector (de 0 a  $L$ ):

#### 4. Modelización matemática del colector solar

$$T_f(x) = T_a + \frac{S}{U_L} + \left[ \left( T_{fi} - T_a - \frac{S}{U_L} \right) e^{\left( \frac{-W F' U_L x}{\dot{m}_f C_p} \right)} \right] \quad (43)$$

La temperatura media del fluido,  $\bar{T}_f$ , viene dada por:

$$\bar{T}_f = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(x) dx \quad (44)$$

Para hallar la temperatura del fluido a la salida del colector, se reemplaza  $x$  por la longitud del colector en la dirección del flujo de fluido,  $L$ , por lo que la temperatura del fluido ahora corresponde a la temperatura de salida. Además, se considera la relación del área del colector ( $A_{col}$ ) definida como la longitud por la anchura ( $W \cdot L$ ).

$$\frac{T_{fo} - T_a - S/U_L}{T_{fi} - T_a - S/U_L} = e^{\left( \frac{-U_L W L F'}{\dot{m} C_p} \right)} \quad (45)$$

Resolviendo la integral (44) se obtiene la temperatura media del fluido a lo largo de su recorrido del colector:

$$\bar{T}_f = T_a + \frac{S}{U_L} \left[ 1 - \frac{\dot{m}_f C_p}{W F' U_L L} \left( 1 - e^{\left( \frac{-W F' U_L L}{\dot{m}_f C_p} \right)} \right) \right] \quad (46)$$

Por otro lado, si se considera que la variación de la temperatura a lo largo del colector es lineal, se tiene que la temperatura a la salida del colector,  $T_{fo}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ), es:

$$T_{fo} = T_{fi} + \frac{Q_u}{\dot{m}_f C_{p,f}} \quad (47)$$

#### 4.1.3. Balance energético

El **balance energético** que permite caracterizar el calentamiento del aire en el colector a través del rendimiento y la temperatura a la salida, se basa en un análisis en cada una de las partes del colector, como se explica a continuación.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

En primer lugar se definen los parámetros que van a intervenir:  $T_a$  es la temperatura del ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_c$  es la temperatura media de la cubierta ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_p$  es la temperatura media de la placa ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_f$  es la temperatura media del fluido que atraviesa el colector ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $h_1$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire que circula en el colector ( $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),  $h_2$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa y la corriente de aire ( $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),  $h_r$  es el coeficiente de radiación entre la placa y la cubierta ( $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),  $U_t$  es el coeficiente global de pérdidas superiores ( $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),  $U_b$  es el coeficiente global de pérdidas inferiores ( $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),  $S$  es la energía que absorbe la placa ( $\text{W/m}^2$ ), y  $q_u$  es el calor útil obtenido por unidad de área de colector ( $\text{W/m}^2$ ).

En la dirección que el flujo recorre el colector se produce un incremento de temperaturas. La energía solar absorbida calienta la placa hasta la temperatura media de la placa,  $T_p$ , y la energía se transfiere desde la placa hasta el ambiente a través del coeficiente global de pérdidas inferiores,  $U_b$ ; y desde la placa al fluido por el coeficiente convectivo de transferencia de calor,  $h_2$ . La energía se transmite desde la cubierta transparente al fluido por el coeficiente convectivo de transferencia de calor,  $h_1$ , y las pérdidas hacia el ambiente exterior, unidas a las pérdidas por radiación y convección, forman el coeficiente global de pérdidas superiores,  $U_t$ . La transferencia de calor entre la cubierta y la placa se caracteriza mediante el coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $h_r$ .

El incremento de temperatura que tiene lugar en el sistema del colector se debe a la absorción de energía solar en la placa negra. Se define la potencia absorbida por la placa en la siguiente expresión.

$$S = I_t(\tau\alpha) \quad (48)$$

Siendo  $S$  la irradiación absorbida por la placa ( $\text{W/m}^2$ ),  $U_L$  el coeficiente global de pérdidas en el colector ( $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), y  $(\tau\alpha)$  el producto de transmisividad y absorptividad (expresión (49)).

La irradiación solar está formada por tres componentes: la directa, la difusa y la reflejada por el suelo, como se ha visto anteriormente. Debido a las constantes reflexiones de irradiación solar existentes entre la placa y la cubierta, se define el producto  $(\tau\alpha)$ . Donde la transmitancia de la cubierta transparente del colector se representa por  $\tau$  y la absorción en la placa por  $\alpha$ , mientras que la reflectancia de la superficie inferior de la cubierta hacia la placa es reflectividad para la irradiación difusa,  $\rho_d$ . Para facilitar los cálculos se considera un producto efectivo de transmitancia-absortancia constante (Duffie y Beckmann, 2006).

$$(\tau\alpha) = 0,82 \quad (49)$$

A continuación se analiza el balance energético en cada uno de los componentes del colector solar estudiado: en la placa, en el fluido de trabajo (aire) y en la cubierta.

#### BALANCE ENERGÉTICO EN LA PLACA

La placa absorbe gran parte de la radiación solar (directa, difusa y reflejada), y por alcanzar temperaturas elevadas en su superficie, cede calor al fluido circulante (aire) y emite radiación hacia sus alrededores (la cubierta). Asimismo, por encontrarse en contacto con el ambiente existen pérdidas.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

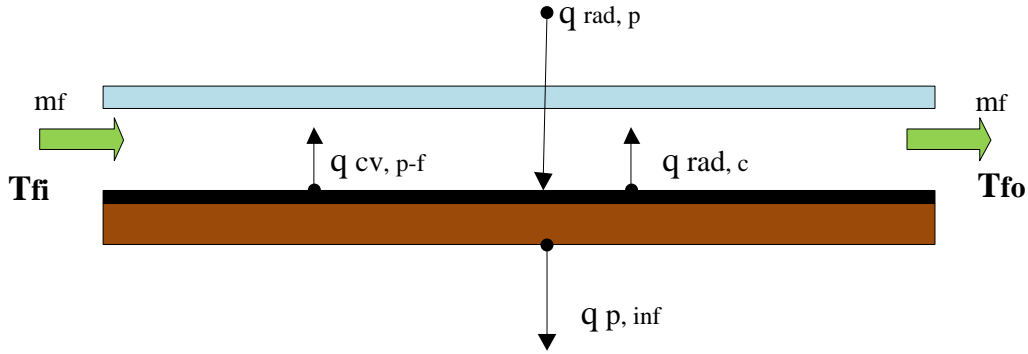


Figura 17. Balance en la placa. Elaboración propia (Visio, 2010).

El balance de energía en la placa absorbente se representa en la siguiente ecuación:

$$q_{rad,p} = q_{cv,p-f} + q_{p,inf} + q_{rad,c} \quad (50)$$

Donde la energía solar que capta la placa absorbente es el calor por radiación,  $q_{rad,p}$  ( $W/m^2$ ); el calor que cede la placa a la cubierta por radiación es  $q_{rad,c}$  ( $W/m^2$ ); el calor intercambiado por convección entre la corriente de fluido que circula por el interior del colector y la placa absorbente es  $q_{cv,p-f}$  ( $W/m^2$ ); las pérdidas de calor a través de las paredes del colector se recogen en  $q_{p,inf}$  ( $W/m^2$ ). Desglosando cada uno de los términos anteriores se tienen las siguientes expresiones:

El calor transferido por **radiación desde el Sol sobre la placa**:

$$q_{rad,p} = I_{tilted}(\tau\alpha) \quad (51)$$

El calor transferido por **convección desde la placa al fluido circulante**:

$$q_{cv,p-f} = h_2(T_p - T_f) \quad (52)$$

Para evaluar las pérdidas de calor al ambiente a través de las paredes de la caja se consideraría la pared inferior, correspondiente con el aislante, y las paredes laterales. Sin embargo, la pérdida de calor a través de las paredes es mínima comparada con la transferencia de calor a través del aislante, por tanto se pueden despreciar las pérdidas a través de las paredes locales. De esta forma, el **coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas inferiores** corresponde con el coeficiente global de transferencia de calor a través del aislante ( $U_b = U_{ais}$ ). Por tanto, se define el calor de pérdidas por conducción a través del aislante y de convección al ambiente desde la pared inferior del colector como el calor de pérdidas inferiores ( $q_{p,inf}$ ):

$$q_{p,inf} = U_b(T_p - T_a) \quad (53)$$

Si las caras del aislante y de la placa coinciden, se pueden expresar las resistencias térmicas como sigue:

#### 4. Modelización matemática del colector solar

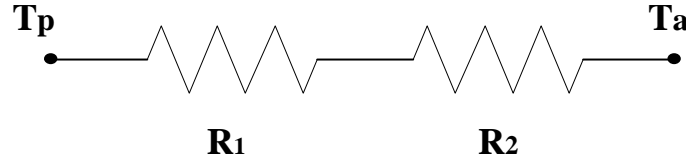


Figura 18. Esquema de resistencias térmicas (pérdidas inferiores). Elaboración propia (Visio, 2010).

$$R_{eq,ais} = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{\frac{e_{ais}}{K_{ais}} + \frac{1}{h_{f,e}}} \quad (54)$$

Donde  $e_{ais}$  (m) es el espesor del aislante térmico que se sitúa en la parte inferior de la caja del colector y la conductividad térmica del aislante es  $K_{ais}$  (W/m °C). Por su parte,  $h_{f,e}$  (W/m<sup>2</sup> °C) es el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la superficie del aislante y el ambiente (que considera la velocidad del viento,  $v_w$  (m/s)), y se calcula con la correlación de Mc Adams (1954):

$$h_{f,e} = 5,6 + 3,8 v_w \quad (55)$$

Las expresiones de  $R_1$  y  $R_2$  son las resistencias térmicas cuya suma es la inversa de la resistencia equivalente ( $R_{eq,ais}$ ) que dará lugar al coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas inferiores (correspondiente con el aislante),  $U_b$ , en W/m<sup>2</sup> °C:

$$U_b A_{col} = \frac{1}{R_{eq,ais}} \quad (56)$$

Considerando  $h_r$  como el coeficiente de transferencia de calor por **radiación** que se desarrollará más adelante (ecuaciones 64 - 66), se tiene que el calor intercambiado por radiación entre la cubierta y la placa es:

$$q_{rad,c} = h_r (T_p - T_c) \quad (57)$$

Finalmente el balance en la placa queda representado en la siguiente expresión:

$$S + h_2 (T_f - T_p) + U_b (T_a - T_p) + h_r (T_c - T_p) = 0 \quad (58)$$



#### 4. Modelización matemática del colector solar

##### BALANCE ENERGÉTICO EN LA CUBIERTA

La cubierta absorbe parte de la radiación solar y de la radiación emitida por la placa. De esta forma, en la cubierta se alcanzan temperaturas mayores que en la corriente de aire, por tanto, se cede calor al aire. Además, existen pérdidas hacia el ambiente exterior.

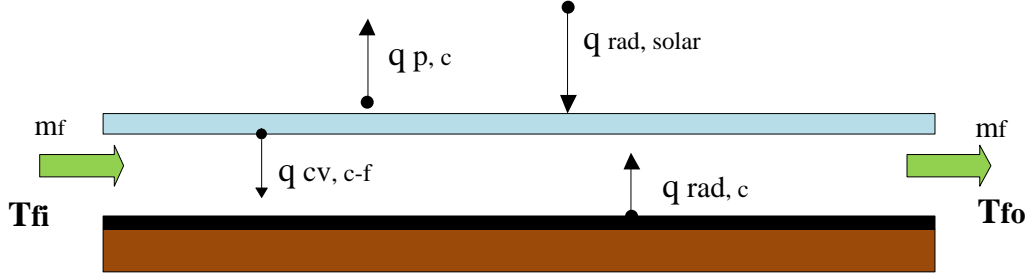


Figura 19. Balance en la cubierta. Elaboración propia (Visio, 2010).

El balance de energía en la cubierta transparente del colector se define a continuación:

$$q_{rad,solar} + q_{rad,c} = q_{cv,c-f} + q_{p,c} \quad (59)$$

Donde el calor debido a la radiación solar que se absorbe en la cubierta es  $q_{rad,solar}$ ; la radiación emitida por la placa absorbente que se recibe en la cubierta transparente es  $q_{rad,c}$ ; el calor cedido a la corriente de fluido desde la cubierta es  $q_{cv,c-f}$ ; y las pérdidas al ambiente desde la parte exterior de la cubierta se recogen en  $q_{p,c}$ .

La **radiación solar sobre la cubierta transparente** tiene la misma forma que la ecuación (32):

$$q_{rad,solar} = I_{tilted}(\tau\alpha) \quad (60)$$

Sin embargo, la absorptancia ( $\alpha$ ) de la cubierta transparente es prácticamente nula y por tanto, el término se anula:

$$\alpha \approx 0 \quad \rightarrow \quad q_{rad,p} = I_{tilted}(\tau\alpha) \approx 0 \quad (61)$$

El calor de radiación cedido **de la placa absorbente a la cubierta** transparente se define a través de las ecuaciones de radiación entre paredes enfrentadas, de la misma forma que antes (de la (95) a la (97)). Por tanto, el calor de radiación es:

$$q_{rad,c} = h_r(T_p - T_c) \quad (62)$$

El calor cedido **desde la cubierta al fluido** ( $q_{cv,c-f}$ ) se define como:

$$q_{cv,c-f} = h_1(T_c - T_f) \quad (63)$$

#### 4. Modelización matemática del colector solar

Siendo  $h_l$  el coeficiente convectivo entre la cubierta y la corriente de aire que circula en el interior del colector.

Las **pérdidas desde la cubierta** se deben por un lado a la transferencia de calor por conducción a través del material de la cubierta y convección con el ambiente, y por otro lado, a la radiación intercambiada con el exterior, ambas se recogen en el coeficiente global de pérdidas superiores,  $U_t$ .

$$U_t = U_c + h_{r,e} \quad (64)$$

Las pérdidas por **conducción y convección** se engloban en el coeficiente de pérdidas a través de la cubierta,  $U_c$ .

$$q_c = U_c(T_c - T_a) \quad (65)$$

Las resistencias térmicas ( $R_1$ ,  $R_2$  y  $R_{eq}$ ) se definen como sigue:

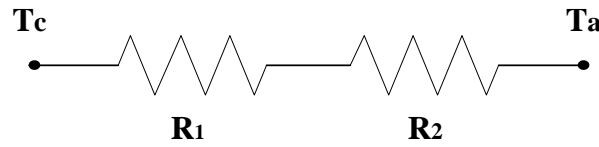


Figura 20. Esquema de resistencias térmicas (pérdidas superiores). Elaboración propia (Visio, 2010).

$$R_{eq,c} = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{\frac{e_c}{K_c} + \frac{1}{h_{a,e}}} \quad (66)$$

Donde  $e_c$  y  $K_c$  son el espesor y la conductividad del material de la cubierta, y  $h_{a,e}$  es el coeficiente convectivo que considera los efectos del viento ( $v_w$ , m/s) en la cubierta y viene dado por la correlación de Mc Adams (1954):

$$h_{a,e} = 5,6 + 3,8 v_w \quad (67)$$

Y así queda definido el coeficiente global de transferencia de calor a través de la cubierta ( $U_c$ ,  $W/m^2\text{°C}$ ):

$$U_c A_{col} = \frac{1}{R_{eq,c}} \quad (68)$$

Por otro lado, las pérdidas debidas a la **radiación** exterior se engloban en el coeficiente de radiación  $h_{r,e}$ . Las pérdidas por radiación hacia el exterior ( $q_e$ ,  $W/m^2$ ) son:

$$q_e = h_{r,e}(T_c - T_a) \quad (69)$$

#### 4. Modelización matemática del colector solar

Expresión procedente de:

$$q_e = \varepsilon \sigma (T_c^4 - T_s^4) \quad (70)$$

Donde  $\varepsilon$  es la emisividad de la cubierta,  $\sigma$  la constante de Stefan Boltzmann,  $T_c$  la temperatura media de la cubierta y  $T_s$  la temperatura del cielo. Al considerar el cielo como un cuerpo negro con longitud de onda de radiación larga, la temperatura del mismo es aproximadamente igual a la temperatura del ambiente, por tanto:

$$T_s \cong T_a \quad \rightarrow \quad q_e = \varepsilon \sigma (T_c^4 - T_a^4) \quad (71)$$

Resulta necesario realizar algunos cambios en la ecuación anterior para siga la misma forma que las demás definiciones, facilitando así posteriores cálculos.

$$q_e = \varepsilon \sigma (T_c^4 - T_a^4) = \varepsilon \sigma (T_c^2 + T_a^2)(T_c^2 - T_a^2) = \varepsilon \sigma (T_c^2 + T_a^2)(T_c + T_a)(T_c - T_a) \quad (72)$$

De este modo se define el coeficiente de radiación exterior,  $h_{r,e}$  ( $W/m^2{}^\circ C$ ) como:

$$h_{r,e} = \varepsilon \sigma (T_c^2 + T_a^2)(T_c + T_a) \quad (73)$$

De esta forma queda definido el **coeficiente global de pérdidas superiores**,  $U_t$  (expresión (64)), como el conjunto del coeficiente de radiación exterior ( $h_{r,e}$ ,  $W/m^2{}^\circ C$ ) y el coeficiente global de transferencia de calor a través del material de la cubierta, cristal o plástico, ( $U_c$ ,  $W/m^2{}^\circ C$ ). Con este último coeficiente se definen las pérdidas globales ( $q_{p,c}$ ) debidas al contacto de la cubierta con el ambiente:

$$q_{p,c} = U_t(T_c - T_a) \quad (74)$$

Finalmente se obtiene que el balance en la cubierta cumple la siguiente expresión:

$$h_r(T_p - T_c) + h_1(T_f - T_c) + U_t(T_a - T_c) = 0 \quad (75)$$

#### BALANCE ENERGÉTICO EN EL FLUIDO DE TRABAJO: AIRE

El fluido de trabajo del colector estudiado es el aire, al cual ceden calor tanto la cubierta transparente, como la placa.

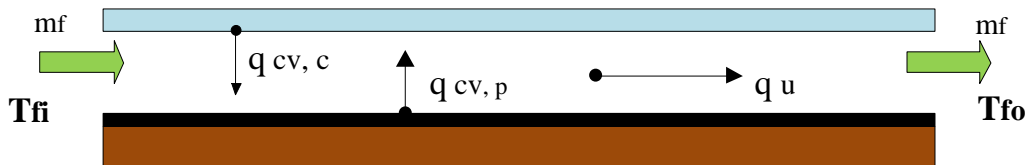


Figura 21. Balance en el fluido de trabajo. Elaboración propia (Visio, 2010).

#### 4. Modelización matemática del colector solar

El balance de energía en el aire, se define:

$$q_u = q_{cv,c} + q_{cv,p} \quad (76)$$

Siendo  $q_u$  ( $W/m^2$ ) el calor que absorbe la corriente de fluido que atraviesa el colector,  $q_{cv,c}$  ( $W/m^2$ ) el calor cedido por la cubierta al fluido de trabajo (al aire interior) y  $q_{cv,p}$  ( $W/m^2$ ) el calor cedido por la placa absorbente al fluido de trabajo.

El calor útil se define en la (32). El caudal másico de fluido es  $\dot{m}$  ( $kg/s$ ) y se define como:

$$\dot{m} = \rho_f u_f S_{col} \quad (77)$$

Donde  $\rho_f$  es la densidad del fluido ( $kg/m^3$ ),  $u_f$  la velocidad del fluido en el interior del colector ( $m/s$ ), y  $S_{col}$  es la sección transversal de la caja del colector ( $m^2$ ) según la (78), definida por el producto de la anchura del colector,  $W$  ( $m$ ), y su sección de paso,  $s$  ( $m$ ).

$$S_{col} = W s \quad (78)$$

El calor cedido por convección desde la cubierta hacia el fluido es:

$$q_{cv,c} = h_1(T_c - T_f) \quad (79)$$

Mientras que el calor cedido por convección por la placa absorbente hacia el fluido es:

$$q_{cv,p} = h_2(T_p - T_f) \quad (80)$$

Por tanto, el balance global en el fluido de trabajo se define:

$$q_u = h_1(T_c - T_f) + h_2(T_p - T_f) \quad (81)$$

En resumen, las ecuaciones resultantes del balance de energía en el colector son:

- Balance en la placa:

$$S + h_2(T_f - T_p) + U_b(T_a - T_p) + h_r(T_c - T_p) = 0 \quad (82)$$

- Balance en la cubierta:

$$h_r(T_p - T_c) + h_1(T_f - T_c) + U_t(T_a - T_c) = 0 \quad (83)$$

- Balance en el fluido de trabajo:

$$h_1(T_c - T_f) + h_2(T_p - T_f) = q_u \quad (84)$$

#### 4. Modelización matemática del colector solar

Ahora mismo se tienen 3 ecuaciones ((82) - (84)) y 4 incógnitas: temperatura del fluido, la placa y la cubierta y el calor útil. Por tanto es necesario introducir una ecuación más para resolver el problema. Recurriendo a la ecuación (40) dividida por la anchura del colector,  $W$  (para tener calor útil por unidad de área). Por tanto, la cuarta ecuación es:

$$q_u = F' [S - U_L (T_f - T_a)] \quad (85)$$

Donde  $F'$  es el factor de eficiencia del colector,  $U_L$  el coeficiente global de pérdidas en el colector estudiado,  $S$  la irradiación solar que absorbe la placa,  $T_f$  la temperatura media del aire que recorre el colector y  $T_a$  la temperatura del ambiente.

##### 4.1.4. Cálculo de $U_L$ y $F'$

Partiendo de las ecuaciones finales resultantes del balance energético en el colector ((82) - (84)) se pueden determinar los coeficientes  $U_L$  y  $F'$ , el coeficiente global de pérdidas en el colector y el factor de eficiencia del colector, respectivamente.

Con estas tres ecuaciones se puede expresar el calor útil ( $q_u$ ) en función de las temperaturas del ambiente, el fluido, la placa y la cubierta, respectivamente:  $T_a$ ,  $T_f$ ,  $T_p$  y  $T_c$ , y los coeficientes de transferencia de calor:  $h_1$  (convección entre la cubierta y el ambiente),  $h_2$  (convección entre la placa y el ambiente),  $h_r$  (radiación),  $U_t$  (pérdidas superiores) y  $U_b$  (pérdidas inferiores). Para ello es necesario despejar los términos  $(T_p - T_f)$  y  $(T_c - T_f)$  combinando las ecuaciones (82) y (83).

$$(T_p - T_f) = \frac{S(h_1 + h_r + U_t) - (T_f - T_a)[U_b(h_1 + h_r + U_t) + U_t h_r]}{(h_1 + h_r + U_t)(h_2 + h_r + U_b) - h_r^2} \quad (86)$$

$$(T_c - T_f) = \frac{S h_r - (T_f - T_a)[U_t(h_2 + h_r + U_b) + U_b h_r]}{(h_1 + h_r + U_t)(h_2 + h_r + U_b) - h_r^2} \quad (87)$$

Introduciendo las ecuaciones (86) y (87) en la expresión (84):

$$q_u = h_1 \left[ \frac{S h_r - (T_f - T_a)[U_t(h_2 + h_r + U_b) + U_b h_r]}{(h_1 + h_r + U_t)(h_2 + h_r + U_b) - h_r^2} \right] + h_2 \left[ \frac{S(h_1 + h_r + U_t) - (T_f - T_a)[U_b(h_1 + h_r + U_t) + U_t h_r]}{(h_1 + h_r + U_t)(h_2 + h_r + U_b) - h_r^2} \right] \quad (88)$$

Desarrollando la ecuación anterior e identificando los términos  $U_L$  y  $F'$  en la expresión (85), quedaría:

$$F' = \frac{h_r h_1 + U_t h_2 + h_2 h_r + h_1 h_2}{(h_1 + h_r + U_t)(h_2 + h_r + U_b) - h_r^2} \quad (89)$$

$$U_L = \frac{(U_b + U_t)(h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2) + (U_b U_t)(h_1 + h_2)}{h_r h_1 + U_t h_2 + h_2 h_r + h_1 h_2} \quad (90)$$

#### 4. Modelización matemática del colector solar

El coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en el colector,  $U_L$  ( $W/m^2 K$ ) es función del coeficiente de pérdidas de la parte inferior y superior,  $U_b$  y  $U_t$  respectivamente, de los coeficientes de convección  $h_1$  y  $h_2$ , y del coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $h_r$ . Las pérdidas por la parte superior del colector ( $U_t$ ) se deben a los fenómenos de convección y radiación desde la cubierta hacia el aire ambiente ((64) - (74)). Mientras que las pérdidas por la parte inferior del colector ( $U_b$ ) corresponden con los efectos de conducción del aislante y convección desde su superficie hacia el ambiente ((53) - (56)).

Una vez conocidos los coeficientes  $F'$  y  $U_L$ , se puede calcular la distribución de temperaturas a lo largo del colector ( $T_f(x)$ , siendo  $x$  la posición a lo largo del colector) con la ecuación (43); y también se obtiene la temperatura media del fluido con (46). Entrando con la temperatura media del fluido en la expresión (85) se halla el calor útil, y a partir del mismo ya se pueden hallar las temperaturas medias de la placa y la cubierta (introduciendo  $q_u$  en las ecuaciones (86) y (87) respectivamente). De esta forma se obtienen los parámetros característicos del proceso de calentamiento de la corriente de aire en el colector del secadero solar.

##### 4.1.5. Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor

En este apartado se describe el proceso de cálculo de los coeficientes de transferencia de calor empleados en el balance: convectivos ( $h_1$  y  $h_2$ ) y de radiación ( $h_r$ ).

Es necesario conocer los coeficientes convectivos.

A pesar de que el procedimiento de cálculo para obtener los **coeficientes convectivos** es el mismo, conviene diferenciar entre el coeficiente entre la cubierta y el fluido ( $h_1$ ) y el coeficiente entre la placa y el fluido ( $h_2$ ), puesto que en sus cálculos se emplean distintas propiedades del fluido de trabajo, las cuales varían con la temperatura (como se indica al final de esta sección). El procedimiento a seguir para obtener el coeficiente convectivo, tanto  $h_1$  (transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente) como  $h_2$  (transferencia de calor por convección entre la placa y el ambiente), se expone a continuación.

El coeficiente convectivo se halla a partir del número de Nusselt (expresión (5)), basado en el diámetro hidráulico ya que el colector es un conducto no circular, definido en el apartado 3.2.

Para determinar el número de Nusselt hay que estudiar en qué régimen se encuentra el flujo, si laminar o turbulento. Para ello hay que hallar el número de Reynolds (4), basado también en el diámetro hidráulico ya que se trata de flujo interno recorriendo un canal de sección rectangular. Para los cálculos se asume el flujo completamente desarrollado en todo el colector a pesar de que en colectores pequeños existe región de entrada en casi todo el colector. Cabe destacar que la temperatura media del fluido es conocida (gracias al modelo teórico), por lo que se pueden calcular sus propiedades con la relación de ecuaciones que se muestran en el apartado 4.1.6. Una vez conocido el número de Reynolds se puede calcular el número de Nusselt con una de las siguientes correlaciones:

#### 4. Modelización matemática del colector solar

- Régimen laminar:

Si  $Re_{Dh} < 2300$

*Correlación de Mercer et al. (1967)*

$$Nu = 4.90 + \frac{0.0606 \left( Re_{Dh} D_h / L \right)^{1/2}}{1 + 0.0909 \left( Re_{Dh} D_h / L \right)^{0.7} Pr^{0.17}} \quad (91)$$

- Régimen turbulento:

Si  $2300 < Re_{Dh} < 3000$

*Correlación de Keys y Crawford (1980)*

$$Nu = 0.0158 Re_{Dh}^{0.8} \quad (92)$$

Si  $Re_{Dh} > 3000$

*Correlación de Singh y Kumar (2012)*

$$Nu = 0.707 Re_{Dh}^{0.477} Pr^{0.4} \quad (93)$$

La correlación de Singh y Kumar (2012) es específica para colectores solares de aire como el del presente estudio, incluyendo la existencia de flujo no desarrollado en la región de entrada del colector.

Donde  $Nu$  es el número de Nusselt,  $Re_{Dh}$  es el número de Reynolds,  $D_h$  es el diámetro hidráulico ( $m$ ),  $L$  es la longitud del colector ( $m$ ), y  $Pr$  es el número adimensional de Prandtl definido anteriormente (ver 3.2.).

De esta forma, ya se puede hallar el coeficiente convectivo a través del número de Nusselt:

$$h = \frac{Nu K_f}{D_h} \quad (94)$$

Con la ecuación anterior y con la evaluación de la conductividad térmica a la temperatura media correspondiente, se obtienen los resultados para el coeficiente convectivo entre la cubierta y el fluido,  $h_1$ , y entre la placa y el fluido,  $h_2$ .

Por su parte, el coeficiente de transferencia de calor por **radiación** se define para expresar el calor de radiación entre la placa y la cubierta ( $q_{rad, c}$ ), modelado como cuerpos grises enfrentados.

$$q_{rad, c} = \frac{\sigma (T_p^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (95)$$

Donde  $\varepsilon_p$  es la emisividad de la placa y  $\varepsilon_c$  la de la cubierta,  $\sigma$  la constante de Stefan Boltzmann y  $T_p$  y  $T_c$  las temperaturas medias de la placa y la cubierta respectivamente.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

Con el fin de adecuar la expresión anterior para agilizar los cálculos surge el coeficiente de radiación. Operando:

$$q_{rad,c} = \frac{\sigma(T_p^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p - T_c)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (96)$$

Se obtiene la expresión que sigue, denominando coeficiente de radiación,  $h_r$ :

$$h_r = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (97)$$

De esta forma se puede definir el calor por radiación como:

$$q_{rad,c} = h_r (T_p - T_c) \quad (98)$$

##### 4.1.6. Propiedades del aire en función de la temperatura

Partiendo de las propiedades termofísicas del aire de Incropera et al. (1999), se han desarrollado una serie de expresiones que permiten calcular las propiedades del aire en función de la temperatura media entre los componentes que sean objeto de estudio.

- Densidad,  $\rho$  ( $kg/m^3$ )

$$\rho_f(T) = 2.2881 - 3.688 \cdot 10^{-3}(T) \quad (99)$$

- Viscosidad dinámica,  $\mu$  ( $kg/m \cdot s$ )

$$\mu(T) = 6.2356 + 4.657 \cdot 10^{-8}(T) \quad (100)$$

- Viscosidad cinemática,  $\nu$  ( $m^2/s$ )

$$\nu(T) = \frac{\mu(T)}{\rho(T)} \quad (101)$$

- Conductividad térmica,  $K$  ( $W/m \cdot ^\circ C$ )

$$K(T) = 3,8972 \cdot 10^{-3} + 7,393 \cdot 10^{-5}(T) \quad (102)$$

- Calor específico,  $C_p$  ( $J/kg \cdot ^\circ C$ ), es la única que permanece constante porque en la práctica es prácticamente invariable. En esta ocasión se fija a una temperatura de  $27^\circ C$ , por tanto:  $C_p = 1.0063 \cdot 10^3 J/kg \cdot ^\circ C$ .



#### 4. Modelización matemática del colector solar

- Coeficiente de difusión térmica,  $\alpha_t$ .

$$\alpha_t(T) = 1,3871 \cdot 10^{-7}(T) - 1,9494 \cdot 10^{-5} \quad (103)$$

- Número de Prandtl,  $Pr$ .

$$Pr(T) = 0,764122 - 1,651 \cdot 10^{-4}(T) \quad (104)$$

- Coeficiente de expansión térmica,  $\beta$  ( $1/^\circ\text{C}$ ).

$$\beta(T) = 5,9994 \cdot 10^{-3} - 1,0415 \cdot 10^{-5}(T) \quad (105)$$

Por ejemplo, para obtener el coeficiente convectivo entre la cubierta y el fluido ( $h_f$ ) es preciso utilizar la densidad del fluido, del aire, la temperatura que se utilizará para evaluar dicha propiedad será la temperatura media entre la cubierta ( $T_c$ ) y el fluido ( $T_f$ ), es decir a  $[(T_c + T_f)/2]$ . En el caso de la densidad del fluido, la expresión quedaría como sigue:

$$\rho_f\left(\frac{(T_c + T_f)}{2}\right) = 2,2881 - 3,688 \cdot 10^{-3}\left(\frac{(T_c + T_f)}{2}\right)$$

##### 4.1.7. Algoritmo de cálculo

Con el fin de resolver las ecuaciones planteadas anteriormente se ha elaborado un código en MATLAB (2013) que está definido como una función con forma iterativa a la que se llama desde el programa principal, en el que se obtienen todos los resultados.

A continuación se muestran los datos de entrada a la función para modelar el funcionamiento del colector:

- Condiciones meteorológicas y climáticas:
  - Irradiación solar instantánea sobre el plano inclinado,  $I_{\text{tilted}}$  ( $\text{W/m}^2$ ).
  - Temperatura ambiente,  $T_a$  ( $\text{K}$ ).
  - Velocidad del viento,  $v_w$  ( $\text{m/s}$ ).
- Dimensiones del colector:
  - Longitud,  $L$  ( $\text{m}$ ).
  - Anchura,  $W$  ( $\text{m}$ ).
  - Sección,  $s$  ( $\text{m}$ ).
- Caudal másico de fluido,  $\dot{m}$  ( $\text{kg/s}$ ).
- Otros datos:
  - Constante de Boltzmann,  $\sigma$  ( $\text{W/m}^2 \text{K}$ ).
- Características del material de la cubierta transparente:
  - Conductividad térmica de la cubierta,  $K_c$  ( $\text{W/m K}$ ).

#### 4. Modelización matemática del colector solar

- Espesor de la cubierta de la cubierta,  $e_c$  (m).
- Emisividad de la cubierta,  $\varepsilon_c$  (-)
- Características del aislante de la placa absorbente:
  - Conductividad térmica del aislante,  $K_{ais}$  (W/m K).
  - Espesor del cubierta del aislante,  $e_{ais}$  (m).
  - Emisividad del aislante,  $\varepsilon_{ais}$  (-)

Conocidos todos los valores anteriores, resulta necesario asignar valores iniciales a las temperaturas de la placa, la cubierta y la temperatura media del fluido. En primera aproximación se asume que la temperatura media del fluido es igual a la temperatura del fluido a la entrada (que era igual a la temperatura del ambiente, ver 4.1.2).

$$\begin{aligned}\bar{T}_f &= T_{fi} = T_a = 25\text{ }^{\circ}\text{C} \\ T_c &= 40\text{ }^{\circ}\text{C} \\ T_p &= 70\text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}\tag{106}$$

Partiendo de las hipótesis descritas en la sección 4.1.2 y con los datos anteriores, se realiza de forma iterativa el bloque principal, cuya estructura es la siguiente:

- 1º) Calcular los coeficientes de transferencia de calor ( $h_r$ ,  $h_l$ ,  $h_2$ ) y los coeficientes globales de transferencia de calor ( $U_t$  y  $U_b$ ).
- 2º) Hallar ( $U_L$  y  $F'$ ).
- 3º) Obtener de la temperatura del fluido a la salida del colector ( $T_{fo}$ ).
- 4º) Hallar la temperatura media del fluido a lo largo de su recorrido a través del colector ( $\bar{T}_f$ ).
- 5º) Calcular las temperaturas de la placa y la cubierta para la iteración  $i$  ( $T_p$  y  $T_c$ ).
- 6º) Obtener el calor útil ( $Q_u$ ).
- 7º) Hallar el valor de la temperatura del fluido a la salida del colector para compararla con la obtenida anteriormente ( $T'_{fo}$ ).
- 8º) Estudiar el máximo error.
- 9º) Mientras el error siga siendo mayor que la tolerancia se repetirán los pasos descritos anteriormente hasta convergencia.
- 10º) Una vez haya convergido la temperatura media del fluido a la salida, se calcula de nuevo la temperatura del fluido a la salida ( $T_{fo}$ ), el calor útil ( $q_u$ ) y el rendimiento del colector ( $\eta_{col}$ ).

#### 4. Modelización matemática del colector solar

A continuación se plasma en un diagrama de bloques el método iterativo de cálculo seguido:

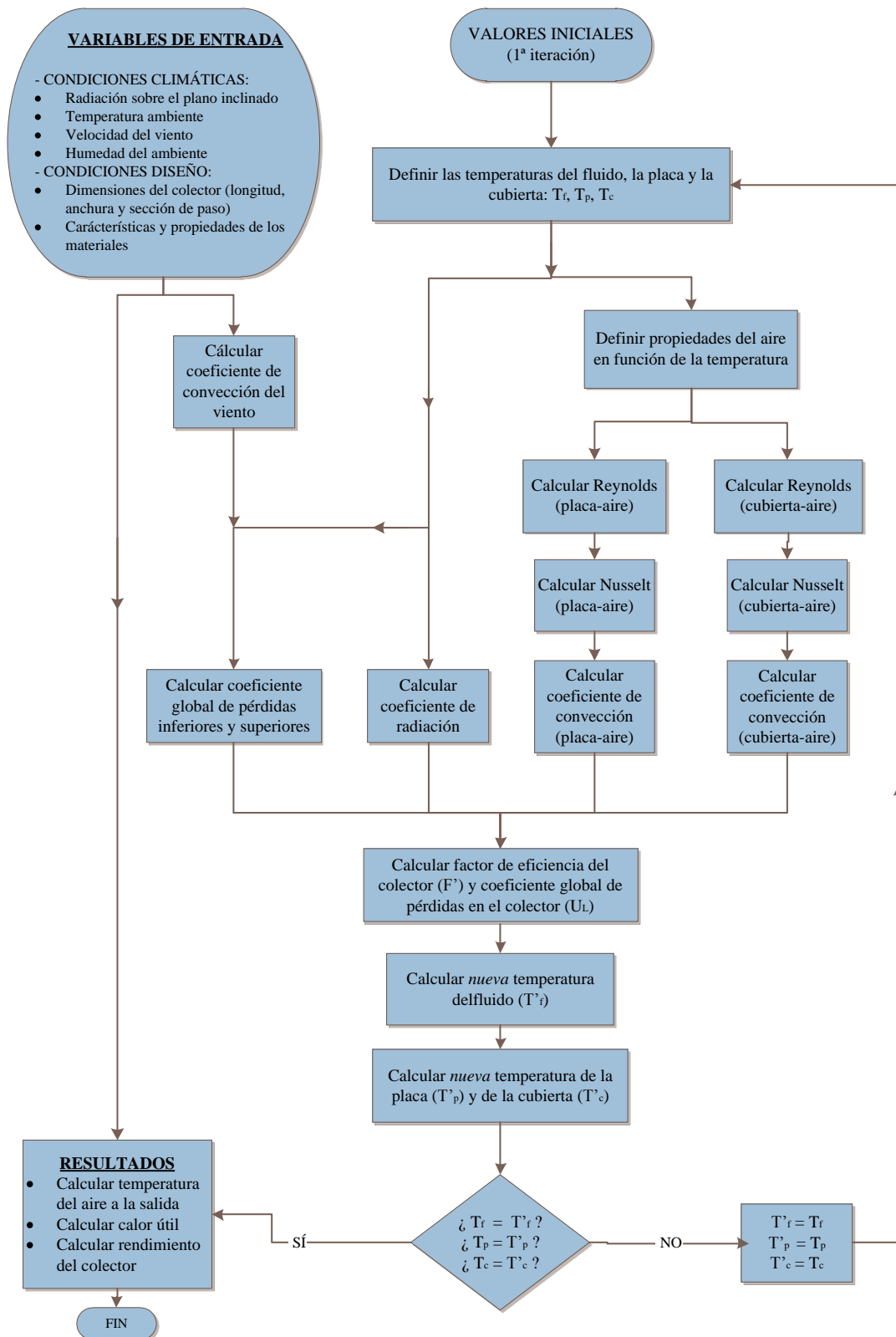


Figura 22. Diagrama de flujo del algoritmo de cálculo para la modelización del colector:  
Elaboración propia (Visio, 2010).

## 4.2. VALIDACIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL COLECTOR SOLAR

Para proceder a la validación del modelo se han recopilado los datos de diferentes lugares del mundo en los que se han realizado experimentos con secaderos solares activos de tipo distribuido que utilizan colectores solares de aire para secado de productos agrícolas homólogos al colector estudiado en el presente Trabajo (ver apartado 3.5).

Antes de comenzar, es conveniente detallar que las horas del día a las que se hace referencia constantemente se miden en *horas* y los días del año en *días*, considerando que cada día dura 24 horas y que todos los años duran 365 días.

### 4.2.1. India

Para entrar al modelo teórico se han recopilado los siguientes datos del estudio de Mohanraj et al. (2009) de la Universidad de Karunya, en Pollachi (India), definiendo así las variables de entrada al modelo:

- Temperatura del ambiente.
- Irradiación solar sobre el plano horizontal.
- Humedad relativa del ambiente.
- Criterios de diseño y funcionamiento del colector.
- Localización y día típico.

Asimismo se han recogido los valores de la temperatura del fluido a la salida del colector para compararlos con los resultados teóricos obtenidos.

Para llevar a cabo el estudio es necesario conocer otros datos básicos del experimento, como el lugar y el día en que se llevó a cabo, y otras condiciones particulares que se han comentado anteriormente (apartado 3.5).

La temperatura ambiente de Pollachi, localizada en India, a lo largo de un día típico (1 de enero) se representa en la siguiente figura:

#### 4. Modelización matemática del colector solar

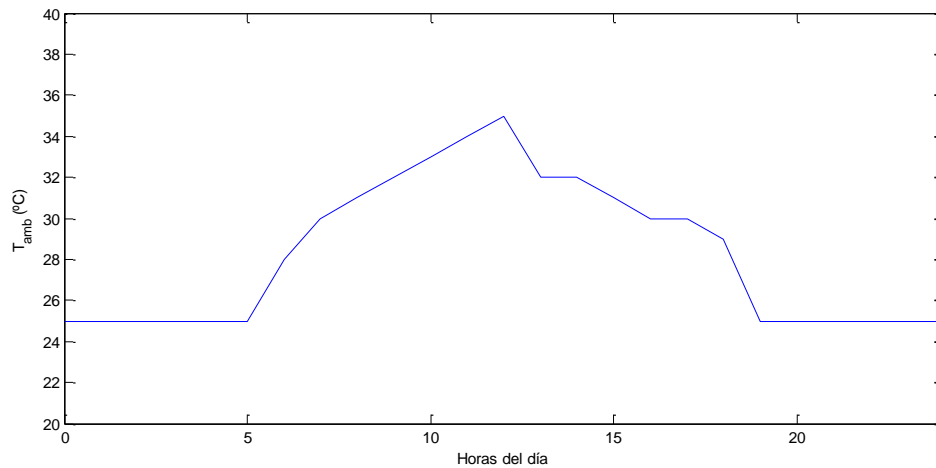


Figura 23. Temperatura ambiente a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Como se explicado anteriormente, la temperatura del fluido a la entrada del colector ( $T_{fi}$ , °C) corresponde con la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ , °C), esto es,  $T_{amb} = T_{fi}$ . Además, al trabajar directamente con los datos experimentales de Pollachi, la temperatura de entrada al colector coincide para el caso teórico y experimental, denominándose  $T_{fi}$  (°C).

Partiendo de los datos de irradiación sobre el plano horizontal en Pollachi (India) recogidos (Mohanraj et al, 2009), se ha empleado el modelo teórico descrito en el apartado 4.1 para transformar la irradiación sobre el plano horizontal ( $I_{med}$ ,  $W/m^2$ ) dada en irradiación sobre el plano inclinado ( $I_{tilted}$ ,  $W/m^2$ ) a lo largo de un día típico (ver Figura 24).

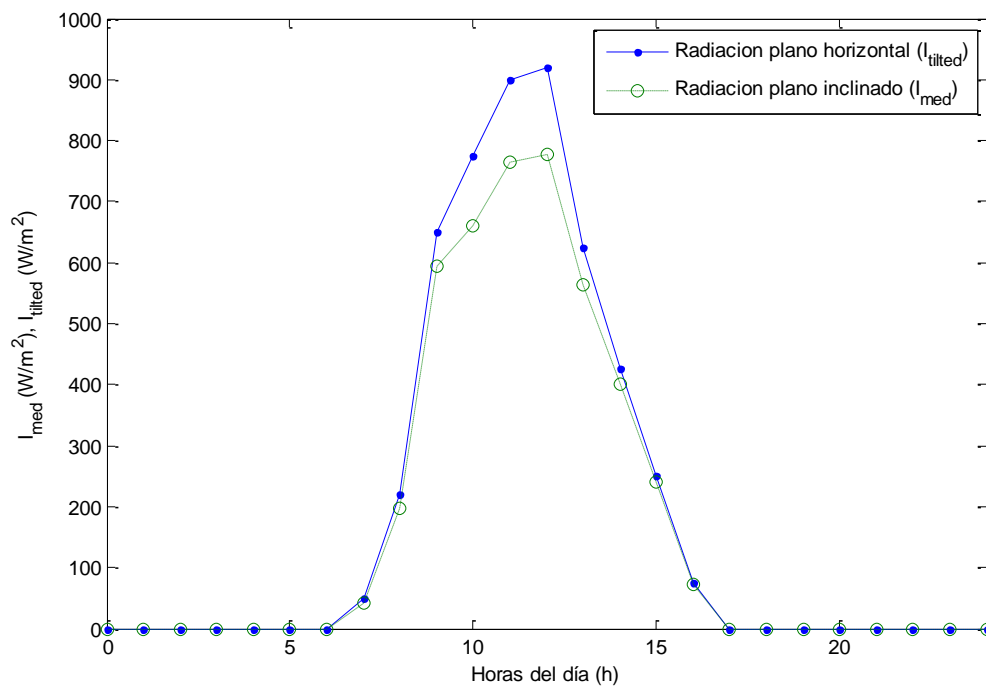


Figura 24. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

#### 4. Modelización matemática del colector solar

La diferencia entre la irradiación horizontal y sobre el plano inclinado se acentúa en las horas centrales del día, cuando la irradiación es máxima dado que el colector está orientado al sur.

En la siguiente figura se muestra la irradiación directa y difusa, que presenta ciertos picos debido a la consideración inicial en la que se asume que la irradiación permanece constante en los intervalos de medición (hora a hora). Para subsanarlo habría que reducir los intervalos.

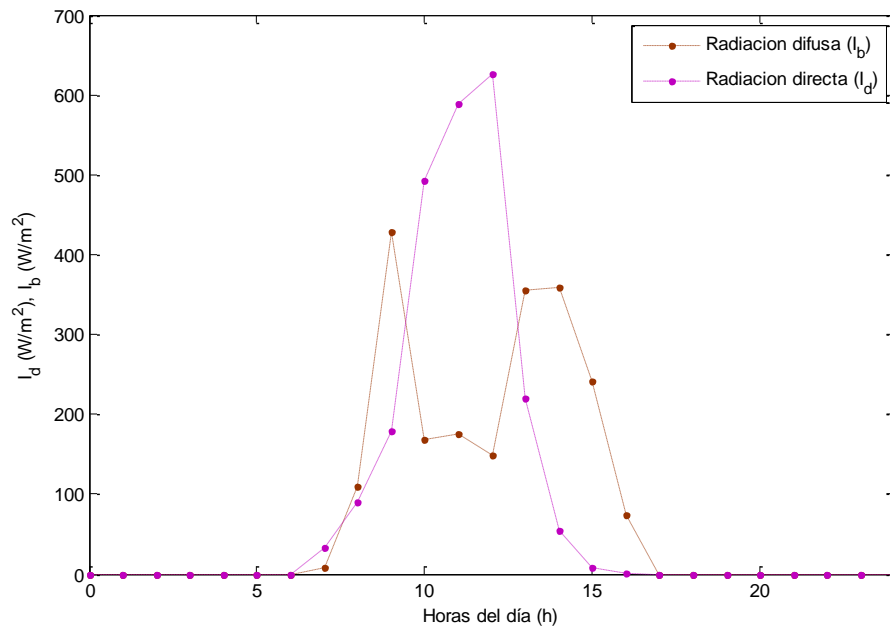


Figura 25. Irradiación directa y difusa a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

En la siguiente figura se observa la influencia de la atmósfera terrestre en la irradiación que realmente alcanza la superficie terrestre. Como se ha comentado anteriormente, la irradiación extraterrestre es aquella que se recibe en la superficie horizontal del borde exterior de la atmósfera, mucho mayor que la irradiación solar útil.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

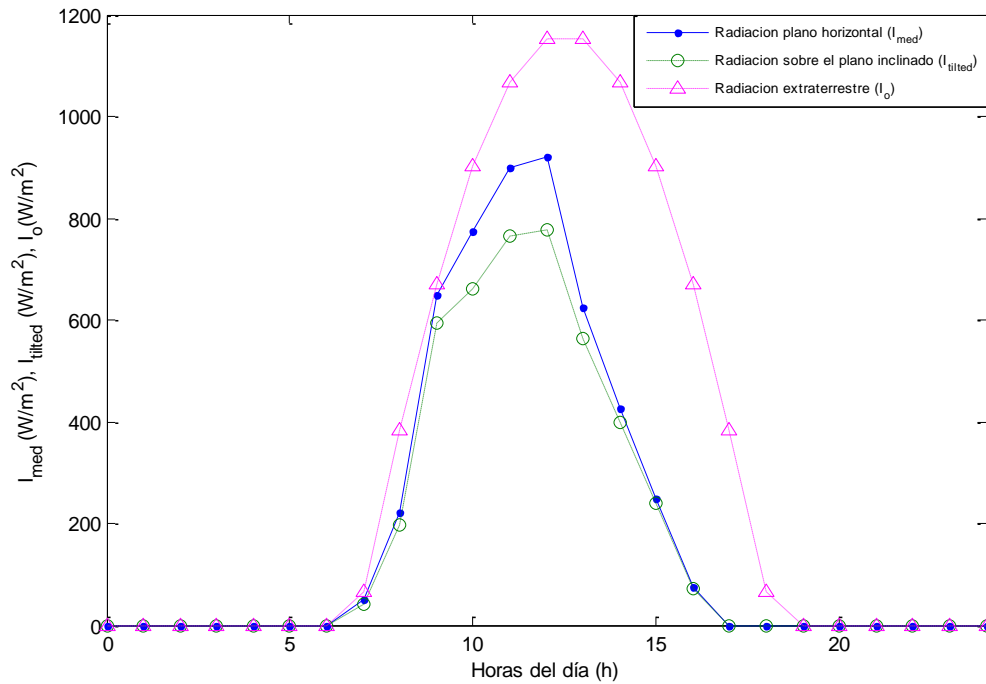


Figura 26. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado, junto a la irradiación solar extraterrestre a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Una vez conocida la irradiación sobre el plano inclinado a lo largo del día elegido, se incluyen dichos valores en el modelo desarrollado en la sección 4.1, y se obtienen los resultados teóricos que se exponen a continuación.

En la Figura 27 se muestra la evolución teórica de la temperatura del fluido de trabajo, del aire, a la entrada ( $T_{fi}$ , °C) y a la salida ( $T_{fo,exp}$ , °C) del colector solar a lo largo del día escogido.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

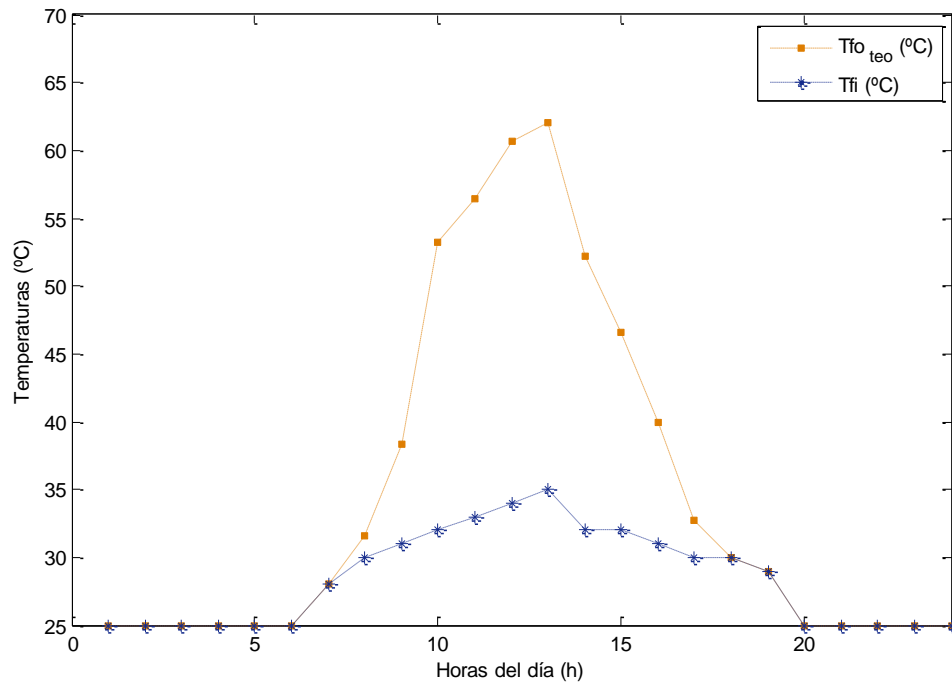


Figura 27. Temperatura del fluido a la entrada y salida del colector solar a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Se puede apreciar que durante las horas nocturnas ambas temperaturas permanecen iguales puesto que el colector no está en funcionamiento; mientras que en las horas en las que la irradiación solar es útil, la diferencia entre estas temperaturas es considerable, favoreciendo de esta forma el posterior proceso de secado de productos.

A continuación se compara la temperatura a la salida del colector,  $T_{fo,teo}$ , obtenida con el modelo teórico de cálculo (desarrollado en 4.1), con la temperatura a la salida del colector obtenida experimentalmente,  $T_{fo,exp}$ , en Pollachi, India (Mohanraj et al, 2009). En la misma gráfica se observa la evolución de la temperatura a la entrada del colector ( $T_{fi}$ ) para valorar su influencia en las temperaturas a la salida.



#### 4. Modelización matemática del colector solar

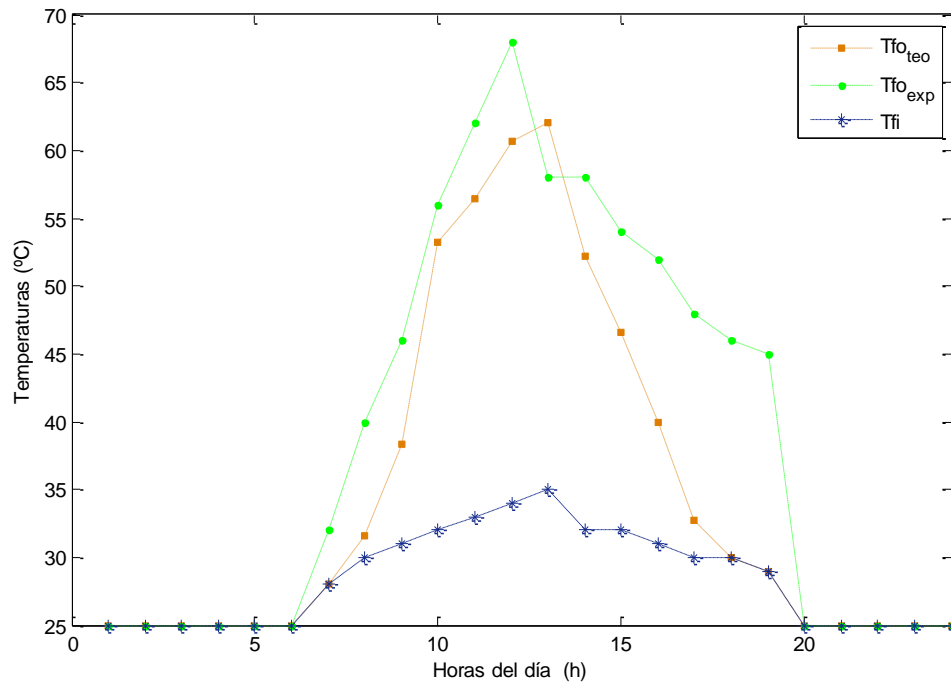


Figura 28. Temperatura del fluido a la entrada y salida del colector teórico y experimental a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Atendiendo a los datos mostrados en la figura anterior, se observa cómo en el caso teórico la temperatura de salida del colector varía linealmente de acuerdo a la expresión (47). Por su parte, la temperatura experimental a la salida del colector no corresponde exactamente con la temperatura teórica a todas las horas de este día típico.

La máxima temperatura del aire de salida teórica es de 62,07 °C, mientras que en el caso experimental, esta temperatura alcanza los 68,00 °C, aunque este pico se presenta en una hora más tarde en el caso teórico (a las 12:00 horas) que en el experimental (a las 11:00 horas). Esto se debe a la fuerte dependencia de la temperatura de salida con la temperatura de entrada, que corresponde con la temperatura ambiente, ya que en el modelo teórico cuando la temperatura de entrada es máxima, también lo es la temperatura a la salida. Por tanto, si la temperatura ambiente es máxima a las 12:00, es de esperar que en el modelo teórico se alcance la máxima temperatura de salida a esa misma hora; mientras que en la realidad, como se ve en el experimento de Pollachi, no tiene por qué. Esto es debido a que durante la toma de datos experimentales tienen lugar una serie de fenómenos ambientales que no se están considerados en el modelo teórico, como por ejemplo la nubosidad o las lluvias, factores que permiten tener temperaturas ambiente elevadas, pero que disminuyen la irradiación solar recogida en el colector, provocando esta diferencia horaria para los valores máximos.

Las variaciones existentes entre los datos teóricos y experimentales se deben, fundamentalmente, al desprecio de los términos capacitivos en el estudio del colector. A pesar de estas pequeñas distancias entre la temperatura estimada y la real, el modelo teórico desarrollado es válido puesto que los parámetros salen ajustados, y con un error bajo, como se observa en la Figura 29.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

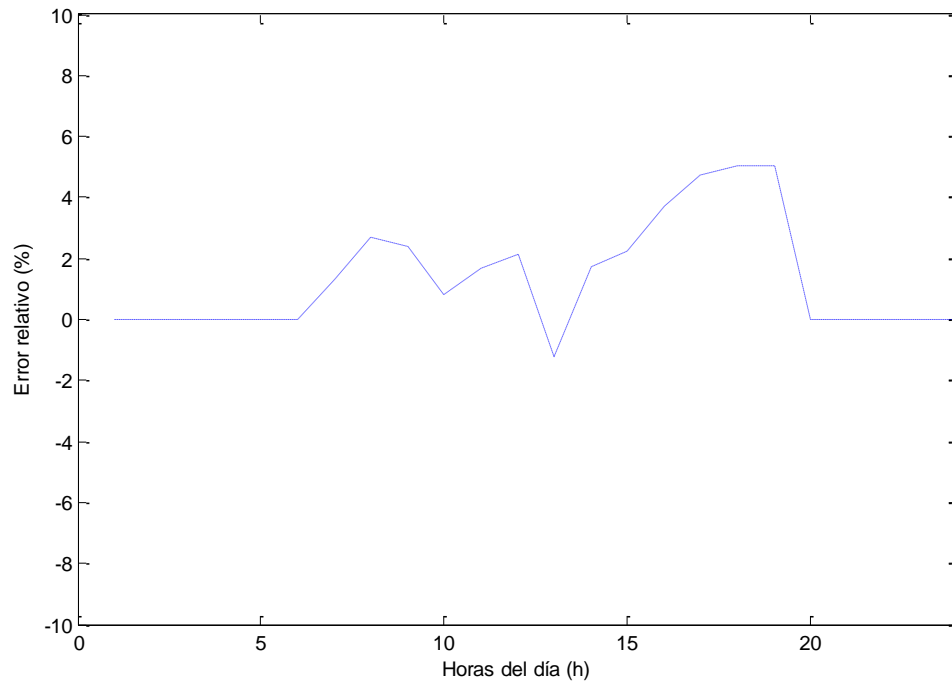


Figura 29. Error del modelo teórico respecto a los resultados experimentales a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Donde se calcula el error relativo del modelo teórico respecto a los resultados experimentales como:

$$error (\%) = \frac{(T_{fo_{exp}} - T_{fo_{teo}})}{T_{fo_{exp}}} \cdot 100 \quad (107)$$

Donde  $T_{fo_{teo}}$  es la temperatura del fluido a la salida del colector calculada de forma teórica a través del modelo desarrollado, y  $T_{fo_{exp}}$  es la temperatura del fluido a la salida del colector medida de forma experimental en India. De esta forma, con el error relativo se define si los resultados experimentales son mayores ( $error > 0$ ) o menores ( $error < 0$ ) que los teóricos.

A continuación se indican los valores del error máximo, mínimo y medio del modelo teórico respecto a los resultados experimentales.

Error máximo (%)	5,03
Error medio (%)	1,29
Error mínimo (%)	-1,23

Tabla 1. Valores del error entre el modelo teórico y experimental en India.

Fuente: Elaboración propia.

Resultando ser valores muy bajos que validan el modelo teórico bajo las hipótesis establecidas.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

Por otro lado, el rendimiento del colector solar es nulo durante la noche, cuando no hay irradiación solar, y toma un valor medio de 13 % durante las horas de luz.

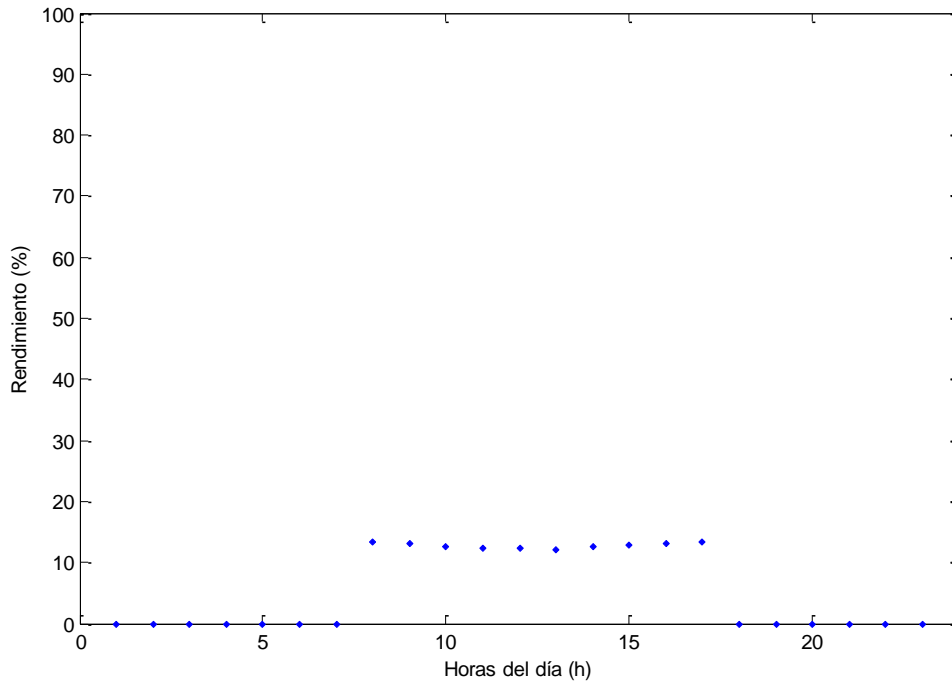


Figura 30. Rendimiento del colector solar a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

El rendimiento disminuye ligeramente en las horas centrales del día, esto es porque al inicio y al final del día hay poca irradiación y está dividiendo en la expresión matemática (ecuación (33)). Si se evaluase el comportamiento de forma global a lo largo del día (incluyendo términos capacitivos), se observaría cómo aumenta el rendimiento durante las primeras horas de luz y a partir de medio día comienza a decrecer.

#### 4.2.2. Burkina Faso

Se han recogido ciertos datos del estudio de Dissa et al. (2009) realizado en la Universidad de Ouagadougou, Burkina Faso para validar el modelo con distintos datos de entrada. Del mismo modo que en el punto anterior, se parte de los siguientes datos de Burkina Faso:

- Temperatura del ambiente.
- Irradiación solar sobre el plano horizontal.
- Humedad relativa del ambiente.
- Criterios de diseño y funcionamiento del colector.

Además, se han extraído los valores experimentales de la temperatura del fluido a la salida del colector para compararlos con los resultados teóricos obtenidos en el modelo. Al igual que en el

#### 4. Modelización matemática del colector solar

caso anterior, es preciso conocer ciertos datos del experimento (día, lugar, etc.), los cuales se han definido en apartados anteriores (ver 3.5).

Las temperaturas del aire ambiente a lo largo un 15 de mayo en Burkina Faso se muestran en la siguiente figura, como es de esperar, las máximas temperaturas se encuentran a las horas centrales del día cuando la irradiación solar es mayor.

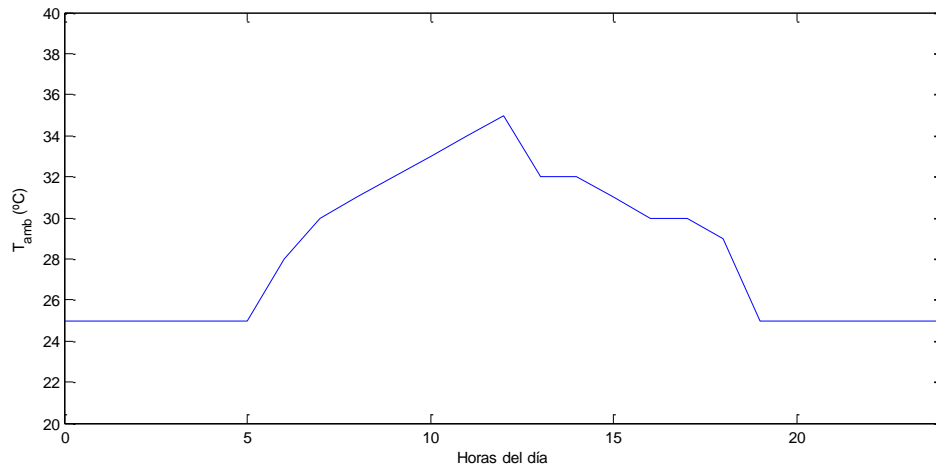


Figura 31. Temperatura ambiente a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

La temperatura ambiente coincide con la temperatura del aire a la entrada del colector, por tanto partiendo de los datos de la gráfica anterior y de la irradiación solar sobre el plano inclinado facilitada en Dissa et al. (2009), se puede entrar al modelo teórico desarrollado para calcular la temperatura del aire a la salida del colector de forma teórica.

Para transformar la irradiación solar sobre el plano horizontal ( $I_{med}$ ,  $W/m^2$ ) en irradiación solar sobre la superficie captadora ( $I_{tilted}$ ,  $W/m^2$ ), se utiliza el modelo descrito en el apartado 4.1, obteniendo los siguientes resultados:

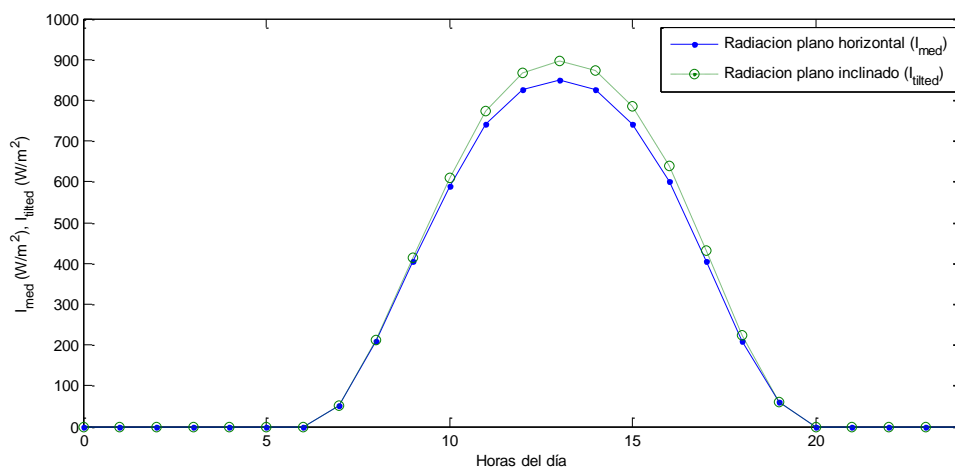


Figura 32. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

#### 4. Modelización matemática del colector solar

En Ouagadougou (Burkina Faso) el colector está muy poco inclinado ( $\beta = 8.83^\circ$ ), por lo que la diferencia entre el plano horizontal e inclinado durante los meses cálidos, correspondientes a las estaciones de verano y primavera (como es el caso del 15 de mayo), es mínima.

Conviene señalar la importante influencia de la atmósfera en la irradiación que finalmente alcanza la superficie terrestre, para ello se compara la irradiación extraterrestre ( $I_o$ ,  $W/m^2$ ) con las radiaciones sobre los planos.

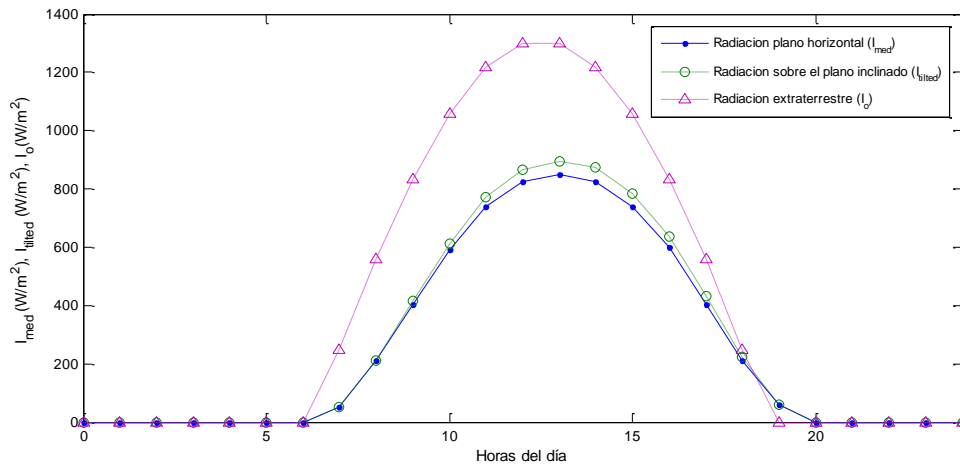


Figura 33. Irradiación solar sobre el plano horizontal e inclinado a lo largo del día, junto con la irradiación extraterrestre. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

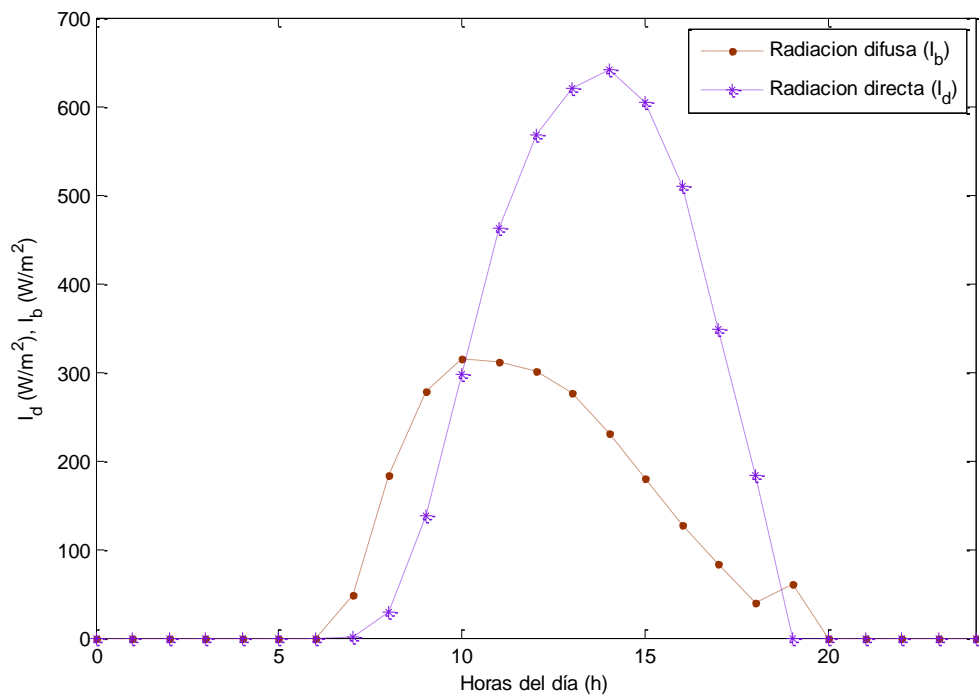


Figura 34. Irradiación difusa y directa a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

#### 4. Modelización matemática del colector solar

En la gráfica anterior se ven dos de las componentes de la irradiación solar. La irradiación directa es relativamente elevada, por lo que se trata de un día soleado, mientras que la irradiación difusa es relativamente moderada.

Conocidos los datos de entrada al modelo, como son la temperatura ambiente y por tanto temperatura del aire a la entrada y la irradiación sobre el plano inclinado en cada hora del día, así como los criterios de diseño del colector, la localización... Se puede emplear el modelo teórico descrito en el punto 4.1 para hallar la temperatura del aire a la salida del colector para cada hora del día.

En la Figura 35 se observa cómo varían a lo largo del día, hora a hora, la temperatura del fluido a la entrada ( $T_{fi}$ , °C) y salida del colector ( $T_{fo,teo}$ , °C), ésta última calculada mediante el modelo desarrollado.

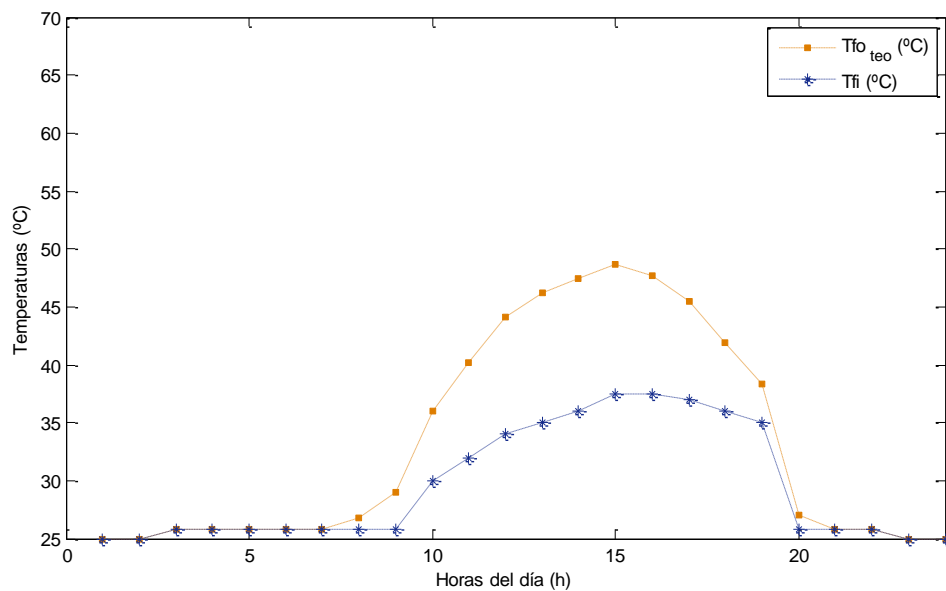


Figura 35. Temperaturas del fluido a la entrada y salida del colector teórica a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Se aprecia dependencia lineal de la temperatura a la salida del colector con la temperatura de entrada al mismo. Por tanto, cuanto mayores sean las temperaturas del ambiente, mayores serán las temperaturas obtenidas a la salida del colector. Esto mismo sucede en el caso experimental de forma mucho más acusada, como se puede observar en la siguiente figura.

#### 4. Modelización matemática del colector solar

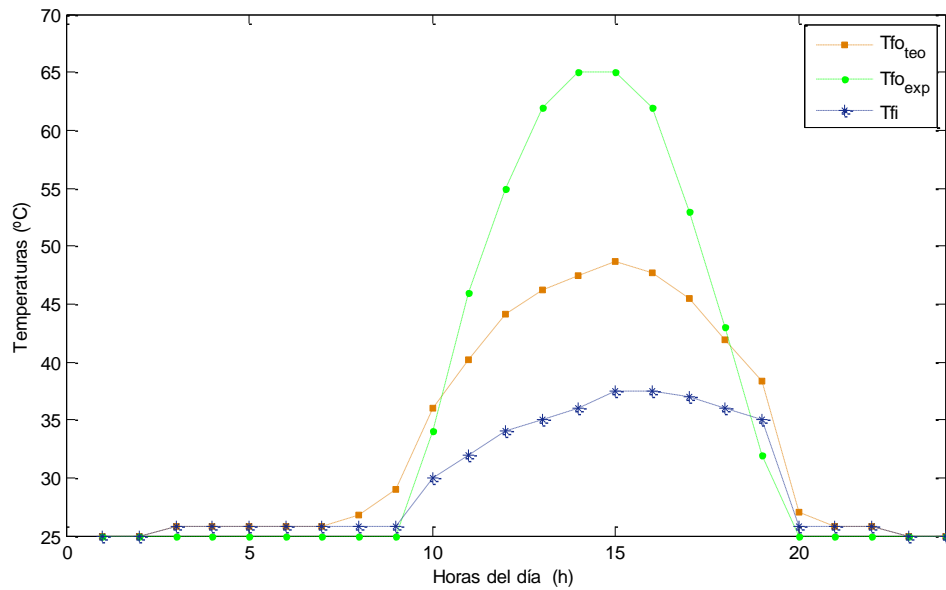


Figura 36. Temperatura del fluido a la entrada y salida del colector teórico y experimental a lo largo del día. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

En la Figura 36 se aprecia una mínima diferencia entre las temperaturas estimadas y reales durante las horas nocturnas, esto solo se debe al pequeño desfase de los datos experimentales. Es importante destacar que no va a enfriarse el aire al pasar por el colector.

Sin embargo, durante las horas de luz, a pesar de que las temperaturas a la salida del colector corresponden linealmente con la temperatura de entrada al captador, se observa cierta distancia entre ambos resultados. Esto puede ser debido a no haber considerado los sucesos climáticos y del entorno, como pueden ser las nubes, las sombras o la acumulación de suciedad. Otro parámetro que afecta a esta disimilitud es la uniformidad de la velocidad del viento considerada en el modelo teórico, cuando en la práctica se conoce que la velocidad del viento no permanece constante a lo largo de las horas. Además, considerar que durante periodos de 1 hora no hay cambios y cuando finaliza el periodo, despreciar los términos capacitivos, es una cuestión más que responde a estas diferencias.

A pesar de ello, el balance global es positivo puesto que el error relativo entre los resultados experimentales y teóricos apenas supera el 5 %, como se puede comprobar en la figura y tabla siguientes:

#### 4. Modelización matemática del colector solar

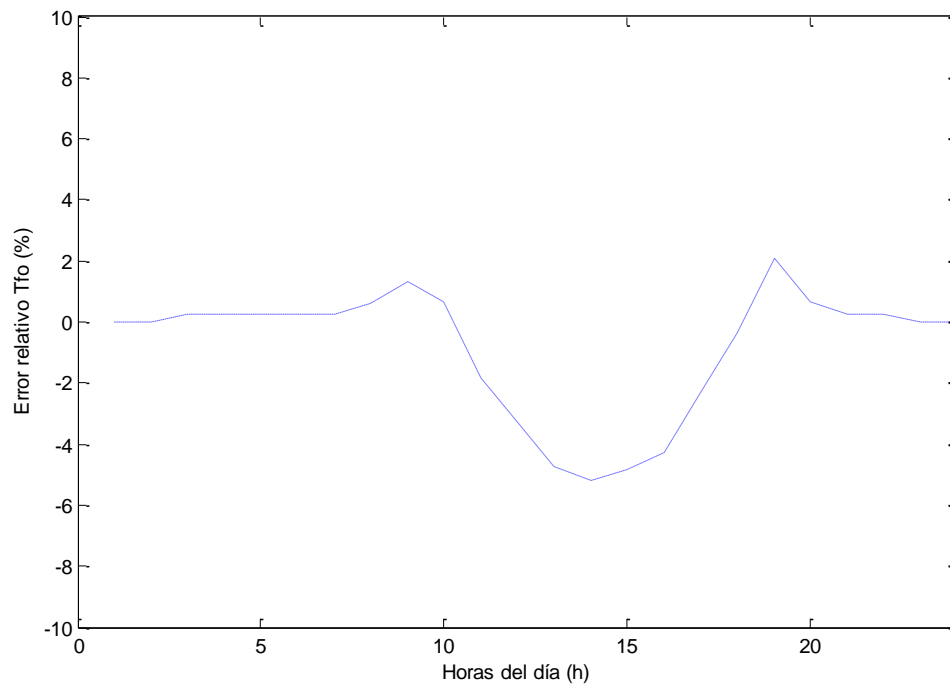


Figura 37. Error del modelo teórico respecto a los resultados experimentales a lo largo del día.  
Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Error máximo (%)	2,071
Error medio (%)	-0,786
Error mínimo (%)	-5,182

Tabla 2. Valores del error entre el modelo teórico y experimental en Burkina Faso.  
Fuente: Elaboración propia.

Los errores positivos se deben a un sobredimensionamiento del problema, mientras que los errores negativos corresponden con aquellos puntos en los que el modelo no está ajustado.

A continuación se presentan los resultados teóricos de rendimiento del colector solar, cuyo valor medio es aproximadamente 9 %.



#### 4. Modelización matemática del colector solar

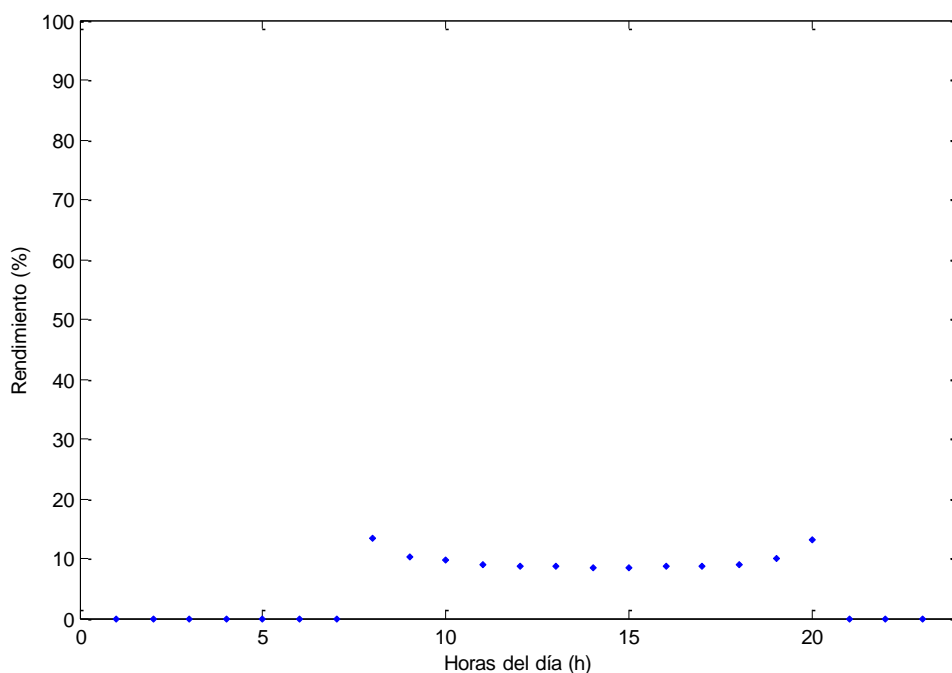


Figura 38. Rendimiento instantáneo del colector a lo largo del día.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Del mismo modo que sucedía con los datos de India, debido a la aproximación del modelo que emplea valores instantáneos, el rendimiento al comienzo y al final del día es ligeramente superior que en las horas centrales del día porque la irradiación es menor.

En definitiva, se puede afirmar con seguridad que el modelo teórico propuesto para la caracterización del proceso de calentamiento del aire en el colector, que calcula matemáticamente la temperatura del aire a la salida del mismo, es **válido** bajo las hipótesis planteadas al comienzo de esta sección.

Por tanto, será posible aplicar este modelo en diferentes lugares para estimar el funcionamiento de los colectores que forman parte de los secaderos solares.

Además, conocer la temperatura a la salida del colector va a permitir caracterizar el proceso de secado que tiene lugar en la cámara.

## 5. MODELIZACIÓN DE LA CAPACIDAD DE SECADO DEL AIRE CALENTADO EN EL COLECTOR SOLAR

### 5.1. CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE SECADO

#### 5.1.1. Introducción

La cámara de secado recibe el aire precalentado en el colector y en ella se produce el proceso de secado, que es un proceso de **transferencia de energía y masa** de forma simultánea, cuyo objetivo es reducir la humedad de los productos que se disponen en el interior de la cámara.

Se han desarrollado diversos modelos para estudiar la **capacidad de secado** (Mujumdar, 2006) del aire que entra en la cámara procedente del colector solar. Generalmente, estos modelos están basados en el balance de masa y energía en las instalaciones.

Las **hipótesis** consideradas para el modelo de la cámara de secado son:

- La temperatura del aire a la entrada de la cámara de secado ( $T_{in}$ ) es igual a la temperatura del aire a la salida del colector ( $T_{fo}$ ), esto es:  $T_{fo} = T_{in}$
- El flujo de aire que entra a la cámara de secado es el mismo que circula en el colector,  $\dot{m}$  (kg/s).
- El agua extraída de los productos del interior del secadero se incorpora en forma de vapor saturado a la corriente de aire que circula por la cámara.
- Se considera una cámara de secado genérica bien dimensionada de forma que a la salida se alcancen las condiciones de saturación.
- La cámara de secado se considera adiabática. El intercambio de calor con las paredes y otros componentes de la cámara se consideran insignificantes.
- Se considera que el producto a secar puede ceder todo el agua que el flujo de aire es capaz de absorber, sin presentar resistencia a la difusión del agua, disponiendo todo el tiempo de humedad superficial.

El **aire atmosférico** está formado por aire seco (una mezcla de gases entre los que predominan nitrógeno y oxígeno) cuya proporción se mantiene constante, y por vapor de agua, cuya proporción varía afectando considerablemente a los fenómenos meteorológicos; por tanto se puede modelar la corriente de aire húmedo que entra a la cámara de secado como una mezcla de gases ideales formada por aire seco y vapor de agua.

El flujo de aire húmedo entra al secadero con presión, temperatura y relación de humedad conocidas. Se asume que en el interior del secadero o cámara de secado tiene lugar un **proceso de saturación adiabática**. A medida que la mezcla avanza a lo largo del secadero, la corriente de aire entra en contacto con los productos que poseen cierto contenido de agua líquida. Si la mezcla entrante no está saturada ( $\phi < 100\%$ ), lo que es habitual, una fracción de ese agua líquida se evaporará. La energía necesaria para evaporar el agua se coge del aire húmedo que, sin intercambio de calor con el entorno, reducirá su temperatura al atravesar la cámara de secado hasta la temperatura de saturación adiabática a la salida de la misma, cuando la mezcla esté saturada ( $\phi = 100\%$ ).

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

El proceso de secado se caracteriza por tres variables principales: la humedad relativa ( $\phi$ ), la relación de humedades ( $\omega$ ) y la temperatura ( $T$ ). En condiciones de entrada son todas conocidas, mientras que a la salida del secadero, únicamente se sabe que la mezcla sale saturada, esto es, que la humedad relativa a la salida es de 100 %. Es necesario por tanto, seguir un modelo teórico para obtener la temperatura a la salida,  $T_{out}$ , y con ella la relación de humedad,  $\omega_{out}$ , que indicará la capacidad de secado.

### 5.1.2. Modelo teórico de secado

La corriente de aire atmosférico posee cierta humedad relativa ( $\phi$ ), definida en el punto 3.3. Si el aire está saturado de vapor de agua, la presión parcial del vapor se denomina presión de saturación. Cuanto más caliente esté la masa de aire, mayor cantidad de vapor admitirá, por eso es conveniente precalentar el aire antes de que éste entre a la cámara de secado con el fin de deshidratar los productos. Además, cuando esta masa de aire caliente se enfríe, el vapor de agua restante caerá en forma de precipitación o rocío. Recuperando la definición de la relación de humedad o humedad específica,  $\omega$ , se sabe que es la masa de vapor de agua ( $m_v, \text{kg/s}$ ) por unidad de masa de aire seco ( $m_a, \text{kg/s}$ ) y que también se puede expresar como la relación de las presiones (apartado 3.3):

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \cong 0,622 \frac{P_{v,sat}}{P_{atm} - P_{v,sat}} \quad (108)$$

Para obtener la presión parcial de vapor en condiciones de saturación, es decir, la presión de saturación, es necesario partir de la Ecuación de Clausius Clapeyron definida en el punto 3.3.

#### 5.1.2.1. Balance de masa y energía

Debido a la dependencia de la presión de saturación con la temperatura, al desconocer esta última no es posible hallar la presión y tampoco la relación humedad. Para obtener la temperatura, y con ella los demás resultados, es preciso realizar un balance de masa y energía en la cámara de secado para estudiar el proceso de saturación adiabática.

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

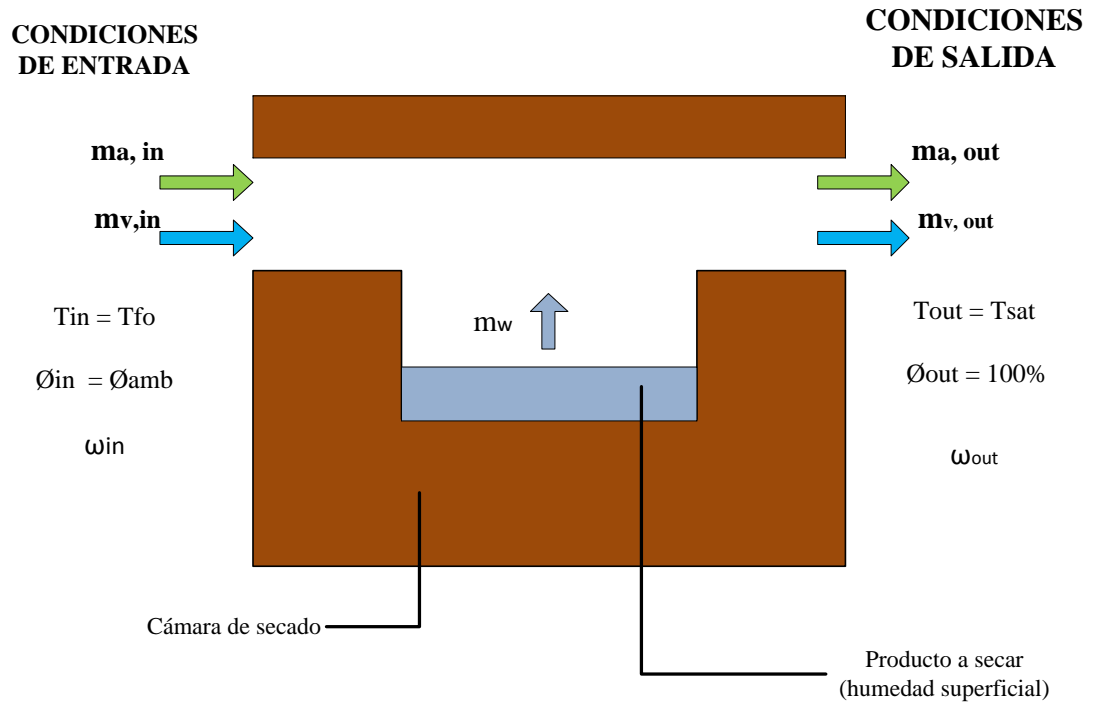


Figura 39. Esquema del proceso de saturación adiabática en la cámara de secado.  
Elaboración propia (Visio, 2010).

### BALANCE DE MASA

- **Balance de masa de aire:**

Todo el flujo de aire que entra a la cámara de secado es el mismo que el que sale, y además, coincide con el que ha recorrido el colector solar. Por tanto:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \quad (109)$$

Donde  $\dot{m}_{in}$  (kg/s) es el caudal másico de aire a la entrada de la cámara de secado, que es igual al caudal másico de aire a la salida de la misma  $\dot{m}_{out}$  (kg/s), y al caudal másico que recorre previamente el colector solar  $\dot{m}$  (kg/s).

- **Balance de masa de agua:**

El balance de masa del agua presente en el proceso se expresa en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{v,in} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v,out} \quad (110)$$

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

Donde  $\dot{m}_{v,in}$  y  $\dot{m}_{v,out}$  (kg/s) representan el caudal másico de vapor de agua presente en el aire de entrada y salida, respectivamente, a la cámara de secado, y  $\dot{m}_w$  (kg/s) es el caudal másico de agua que absorbe la corriente de aire de los productos a secar.

Se define el caudal másico de vapor de agua como el producto del caudal de aire y la relación de humedad:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a \omega \quad (111)$$

Particularizando para la entrada y salida del secadero:

$$\dot{m}_{v,in} = \dot{m} \omega_{in} \quad (112)$$

$$\dot{m}_{v,out} = \dot{m} \omega_{out} \quad (113)$$

Siendo  $\omega_{in}$  la relación de humedad a la entrada de la cámara de secado, correspondiente con la del ambiente y  $\omega_{out}$  la relación de humedad a la salida de la cámara de secado. Introduciendo las ecuaciones (112) y (113) en la (110) se alcanza la siguiente expresión:

$$\dot{m}_w = \dot{m} (\omega_{out} - \omega_{in}) \quad (114)$$

### **BALANCE DE ENERGÍA**

En primer lugar, es necesario señalar que no existen variaciones de energía cinética ni potencial puesto que el balance se realiza en el interior de la cámara, la cual se considera adiabática. Por tanto, el balance energético queda:

$$\dot{m} h_{a,in} + \dot{m}_{v,in} h_{v,in} + \dot{m}_w h_w - \dot{m} h_{a,out} - \dot{m}_{v,out} h_{v,out} = 0 \quad (115)$$

Introduciendo las ecuaciones (112), (113) y (114) en la expresión anterior, (115), se tiene:

$$\omega_{out} (h_w - h_{v,out}) = h_{a,out} - h_{a,in} + \omega_{in} (h_w - h_{v,in}) \quad (116)$$

Despejando la relación de humedad a la salida de la cámara de secado:

$$\omega_{out} = \frac{h_{a,out} - h_{a,in} + \omega_{in} (h_w - h_{v,in})}{h_w - h_{v,out}} \quad (117)$$

Se tiene una segunda ecuación con la que se puede obtener la temperatura de saturación. Para ello es necesario definir las entalpías de la mezcla.

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

### 5.1.2.2. Cálculo de entalpías

La entalpía del aire húmedo, la mezcla de aire seco y vapor de agua, se define a continuación.

$$H = H_a + H_v = \dot{m} h_a + \dot{m}_v h_v \quad (118)$$

Dividiendo esta expresión por  $\dot{m}$  (kg/s) y haciendo uso de la ecuación de la humedad específica (ecuación (116)) se obtiene la entalpía de la mezcla por unidad de masa de aire seco.

$$\frac{H}{\dot{m}} = h_a + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} h_v = h_a + \omega h_v \quad (119)$$

Las entalpías del aire seco y del vapor de agua se calculan a la temperatura de la mezcla.

La entalpía del aire seco se obtiene resolviendo la siguiente integral:

$$\int_{h_{ref}}^h dh_a = \int_{T_{ref}}^T C_{p,a} dT \quad (120)$$

$$h_a(T) - h_a(T_{ref}) = C_{p,a}(T - T_{ref}) \quad (121)$$

Siendo  $h_a(T)$ , (kJ/kg), la entalpía del aire a la temperatura de la mezcla (en Kelvin, K);  $h_a(T_{ref})$  (kJ/kg) es la entalpía del aire a la temperatura de referencia ( $T_{ref} = 273$  K); y  $C_{p,a}$  el calor específico del aire seco, el cual permanece prácticamente constante con la temperatura, tomando el valor de  $1.0063 \cdot 10^3$  J/kg K. La entalpía del aire a la temperatura de referencia  $h_a(T_{ref})$  (kJ/kg) es nula, por tanto, la entalpía del aire queda:

$$h_a(T) = C_{p,a}(T - T_{ref}) \quad (122)$$

La entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla de aire húmedo se define a continuación.

$$\int_{h_{ref}}^h dh_v = \int_{T_{ref}}^T C_{p,v} dT \quad (123)$$

$$h_v(T) - h_v(T_{ref}) = C_{p,v}(T - T_{ref}) \quad (124)$$

Y la entalpía del agua aportada a la corriente de aire en el proceso de secado es:

$$\int_{h_{ref}}^h dh_w = \int_{T_{ref}}^T C_{p,w} dT + \int_{P_{ref}}^P V dP \quad (125)$$

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

Despreciando el último término porque las variaciones de presión en el líquido son prácticamente nulas, se tiene:

$$h_w(T) - h_w(T_{ref}) = C_{p,w}(T - T_{ref}) \quad (126)$$

Donde:

$$h_w(T_{ref}) = 0.001 \text{ kJ/kg} \cong 0 \quad (127)$$

De acuerdo con Çengel (2012). Por tanto la expresión para obtener la entalpía del agua líquida es:

$$h_w(T) = C_{p,w}(T - T_{ref}) \quad (128)$$

Tras estudiar el balance de masa y energía en la mezcla de aire húmedo y calcular las entalpías de la misma, se puede obtener la relación de humedad del aire precalentado en el colector solar a la salida de la cámara de secado ( $\omega_{out}$ ), y con este parámetro se podrá hallar la capacidad de secado.

### 5.1.3. Capacidad de secado

Se define la capacidad de secado ( $\dot{m}_v$ , kg/s) como la diferencia entre las humedades específicas a la entrada y a la salida del secadero solar,  $\Delta\omega$ , multiplicada por el flujo másico de aire seco  $\dot{m}_a$  (kg/s). Se trata de los kilogramos de agua que la corriente es capaz de absorber en un segundo.

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a(\omega_{out} - \omega_{in}) \quad (129)$$

Donde la relación de humedad a la salida del secadero es  $\omega_{out}$  y la relación de humedad a la entrada del mismo es  $\omega_{in}$ . La diferencia de humedad específica indica los kilogramos de agua que se pueden absorber por kilogramos de aire seco.

$$\Delta\omega = \omega_{out} - \omega_{in} \quad (130)$$

La relación de humedad a la entrada del secadero coincide con la relación de humedad tanto a la entrada como a la salida del colector solar puesto que en el proceso de calentamiento no se absorbe ni se extrae vapor de agua. A continuación se indica la relación de humedad a la entrada del secadero,  $\omega_{in}$ .

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

$$\omega_{in} = 0,622 \frac{{}_{in}P_{sat,in}}{P_{atm} - {}_{in}P_{sat,in}} \quad (131)$$

Donde  $\phi_{in}$  es la humedad relativa a la entrada del secadero, esto es, la humedad relativa del ambiente, que es función de las condiciones climáticas y meteorológicas del lugar en el que esté situado el secadero solar;  $P_{atm}$  es la presión atmosférica (101.300 Pa) y la presión de saturación en condiciones ambiente,  $P_{sat,in}$ , se define mediante la Ecuación de Clausius Clapeyron evaluada a la temperatura ambiente ( $T_a$ ):

$$P_{sat,in}(T_a) = P_o e^{\left[ \frac{-\Delta H_{fs}}{R} \left( \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_o} \right) \right]} \quad (132)$$

Mientras que la relación de humedad a la salida de la cámara de secado es función de la presión de saturación, que a su vez depende de la temperatura de saturación. Para hallar la temperatura de saturación es necesario emplear un método numérico, el Newton Raphson (ver 5.1.4). Una vez conocida dicha temperatura, se puede obtener la presión de saturación,  $P_{sat,out}$ , con la Ecuación de Clausius Clapeyron evaluada a la temperatura de de saturación, esto es, a la temperatura del aire a la salida de la cámara de secado ( $T_{out} = T_{sat}$ ):

$$P_{sat,out}(T_{sat}) = P_o e^{\left[ \frac{-\Delta H_{fs}}{R} \left( \frac{1}{T_{sat}} - \frac{1}{T_o} \right) \right]} \quad (133)$$

Una vez conocida la presión de saturación, se halla la relación de humedad a la salida del secadero ( $\omega_{out}$ ) mediante la siguiente expresión:

$$\omega_{out} = 0,622 \frac{{}_{out}P_{sat,out}}{P_{atm} - {}_{out}P_{sat,out}} \quad (134)$$

Siendo  $\phi_{out}$  es la humedad relativa a la salida del secadero, es decir, la humedad relativa del aire saturado:  $\phi_{out} = 100 \%$ .

Para comprobar que la temperatura hallada es correcta, se recalcula la relación de humedades con la expresión (117), para lo que es necesario definir las entalpías de la corriente de aire que circula en el secadero.

Las entalpías del aire a la entrada ( $h_{a,in}$ , kJ/kg) y a la salida ( $h_{a,out}$ , kJ/kg) del secadero:

$$h_{a,in} = C_{p,a}(T_{in} - T_{ref}) \quad (135)$$

$$h_{a,out} = C_{p,a}(T_{out} - T_{ref}) \quad (136)$$

Y las entalpías del vapor de agua a la entrada ( $h_{v,in}$ , kJ/kg) y salida ( $h_{v,out}$ , kJ/kg) de la cámara de secado son:



## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

$$h_{v,in} = C_{p,v}(T_{in} - T_{ref}) + h_v(T_{ref}) \quad (137)$$

$$h_{v,out} = C_{p,v}(T_{out} - T_{ref}) + h_v(T_{ref}) \quad (138)$$

Donde la entalpía del vapor a la temperatura de referencia toma el valor de:  $h_v(T_{ref}) \cong 2502 \text{ kJ/kg}$  y el calor específico del vapor es:  $C_{p,v} = 1.868 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$ .

En ambos casos, la temperatura de entrada al secadero,  $T_{in}$  (K), coincide con la temperatura del aire a la salida del colector como se ha comentado anteriormente, y  $T_{out}$  (K) es la temperatura de salida del secadero, correspondiente con la temperatura de saturación ya que ha tenido lugar un proceso de saturación adiabática.

Por último, la entalpía del agua líquida que absorbe la corriente de aire durante el secado de los productos es:

$$h_w = C_{p,w}(T_{out} - T_{ref}) \quad (139)$$

Donde el calor específico del agua líquida a una temperatura media toma el valor de  $C_{p,w} \cong 4.181 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ . Mientras que  $T_{out}$  es la temperatura de saturación adiabática que coincide con la temperatura de bulbo húmedo como se ha demostrado (Moran et al. 2004).

Las variables de referencia a las que se hace alusión en el cálculo de las entalpías son:

$$T_{ref} = 273 \text{ K} \quad h_{ref} = 2502 \text{ kJ/kg}$$

Y las constantes empleadas para el cálculo de las presiones de saturación se definen a continuación:

$$T_o = 295 \text{ K} \quad P_o = 2810 \text{ Pa}$$

$$\Delta H_{fs} = 2524,90 - 96,56 = 2446,22 \text{ kJ/kg}$$

Es conveniente tomar temperaturas  $T_o$  próximas a la de saturación para suavizar errores. La entalpía  $\Delta H_{fs}$  debería tener el valor medio entre las condiciones a las que se va a calcular la presión de saturación y las de referencia (a temperatura  $T_o$ ). Por simplicidad se emplea el valor a las condiciones de referencia exclusivamente, dado que se toman próximas a saturación.

Una vez conocida la temperatura y la relación de humedad a la salida de la cámara de secado utilizando un colector para precalentar el aire entrante a dicha cámara, se determinan los mismos parámetros para el caso en el que no existe colector previo, con el objetivo de conocer la mejora que supone introducir el colector como paso previo a la cámara de secado.

Para estudiar el caso en el que no se precalienta la corriente de aire en el colector, se considera que el caudal másico de aire es el mismo que en el caso anterior, y que la temperatura de entrada al secadero es la temperatura del ambiente. En estas condiciones se repite el proceso descrito anteriormente (ecuaciones (131) - (139)), introduciendo la temperatura ambiente,  $T_a$ , donde

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

antes se utilizaba la temperatura de entrada al secadero,  $T_{in}$ ; y se obtiene una relación de humedad del aire a la salida de la cámara de secado diferente a la anterior,  $\omega_{out}$ ,  $\omega_o$ .

Conocidos estos parámetros, ya se puede estudiar la eficacia de secado (5.2).

### 5.1.4. Algoritmo de cálculo

Para simular las condiciones del secadero y obtener los parámetros característicos del proceso de secado, se ha implementado un algoritmo de cálculo en MATLAB que responde al modelo teórico anteriormente descrito.

Las variables de entrada al modelo de secado son:

- Humedad relativa ambiente y de saturación,  $\phi_{in}$  y  $\phi_{out}$ .
- Temperatura ambiente,  $T_a$ .
- Temperatura de entrada al secadero,  $T_{in}$ .
- Calores específicos del aire seco ( $C_{p,a}$ ), el vapor de agua ( $C_{p,v}$ ) y el agua líquida ( $C_{p,w}$ ).

La variable de salida que caracteriza el proceso de secado por saturación adiabática, es la temperatura de salida o temperatura de saturación,  $T_{out}$  o  $T_{sat}$ ; con la que se obtiene fácilmente la relación de humedad a la salida,  $\omega_{out}$ , que permite obtener la capacidad de secado del secadero.

Para resolver el modelo y obtener la capacidad de secado es necesario emplear un método numérico, se ha optado por el **método de Newton-Raphson**.

El método de Newton-Raphson es un método iterativo que permite encontrar aproximaciones y soluciones de los ceros o raíces de una función. Es un algoritmo abierto, no está garantizada su convergencia puesto que ésta depende en gran medida de que el valor inicial seleccionado sea lo suficientemente cercano a la raíz buscada. Una vez definido el valor de arranque, el método linealiza la función por la recta tangente en dicho valor, obteniendo una mejor aproximación que la anterior en la abscisa en el origen de la recta. Será necesario realizar varias iteraciones hasta convergencia. Este método solo es aplicable a funciones derivables y de una sola variable. La desventaja principal del Newton-Raphson es la derivabilidad de las funciones, en este caso resulta algo tedioso, pero se puede alcanzar la derivada de la función. La expresión matemática que describe este método es:

$$x_{j+1} = x_j - \frac{f(x_j)}{f'(x_j)} \quad (140)$$

Donde  $f(x_j)$  es la función y  $f'(x_j)$  su derivada, siendo  $x_{j+1}$  el valor de la solución.

Se necesita utilizar el método Newton-Raphson en el modelo del cálculo de la capacidad de secado para calcular la temperatura de saturación o temperatura del aire a la salida del secadero. Los pasos a seguir son:

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

1. Expresar la ecuación con la forma  $f(T) = 0$ .

$$f(T) = 0$$

$$h_{a,in} + \omega_{in} h_{v,in} + h_w(\omega_{out} - \omega_{in}) - h_{a,out} - \omega_{out} h_{v,out} = 0$$
(141)

2. Calcular la derivada de la función,  $f'(T) = 0$ .

$$f'(T) = 0$$

$$\left\{ \left( \frac{d\omega_{out}}{dT} \right) [C_w(T - T_{ref}) + C_{p,v}(T_{ref} - T) - h_{ref}] \right\} + \omega_o(C_{p,w} - C_{p,v}) - C_{p,w}\omega_{in} - C_{p,a} = 0$$
(142)

Donde:

$$\frac{d\omega_{out}}{dT} = \frac{0.622 \omega_o P_o P_{atm} H_{fs} e^{\left( \frac{-H_{fs}}{R} \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_o} \right) \right)}}{R T^2 \left[ P_{atm} - P_{oout} e^{\left( \frac{-H_{fs}}{R} \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_o} \right) \right)} \right]^2}$$
(143)

3. Construir la fórmula de la concurrencia:

$$T_{j+1} = T_j - \frac{f(T_j)}{f'(T_j)}$$
(144)

4. Tomar una estimación inicial de la solución hasta que varias aproximaciones consecutivas coincidan (hasta el decimal que indique la tolerancia establecida).  
Una vez que haya convergido, se tendrá el resultado final, en este caso, la temperatura de saturación, pudiendo calcular entonces la relación de humedad a la salida.

A continuación se muestra un esquema para visualizar el proceso de cálculo de forma global, donde el índice  $j$  hace referencia a la iteración.

## 5. Modelización de la capacidad de secado del aire calentado en el colector solar

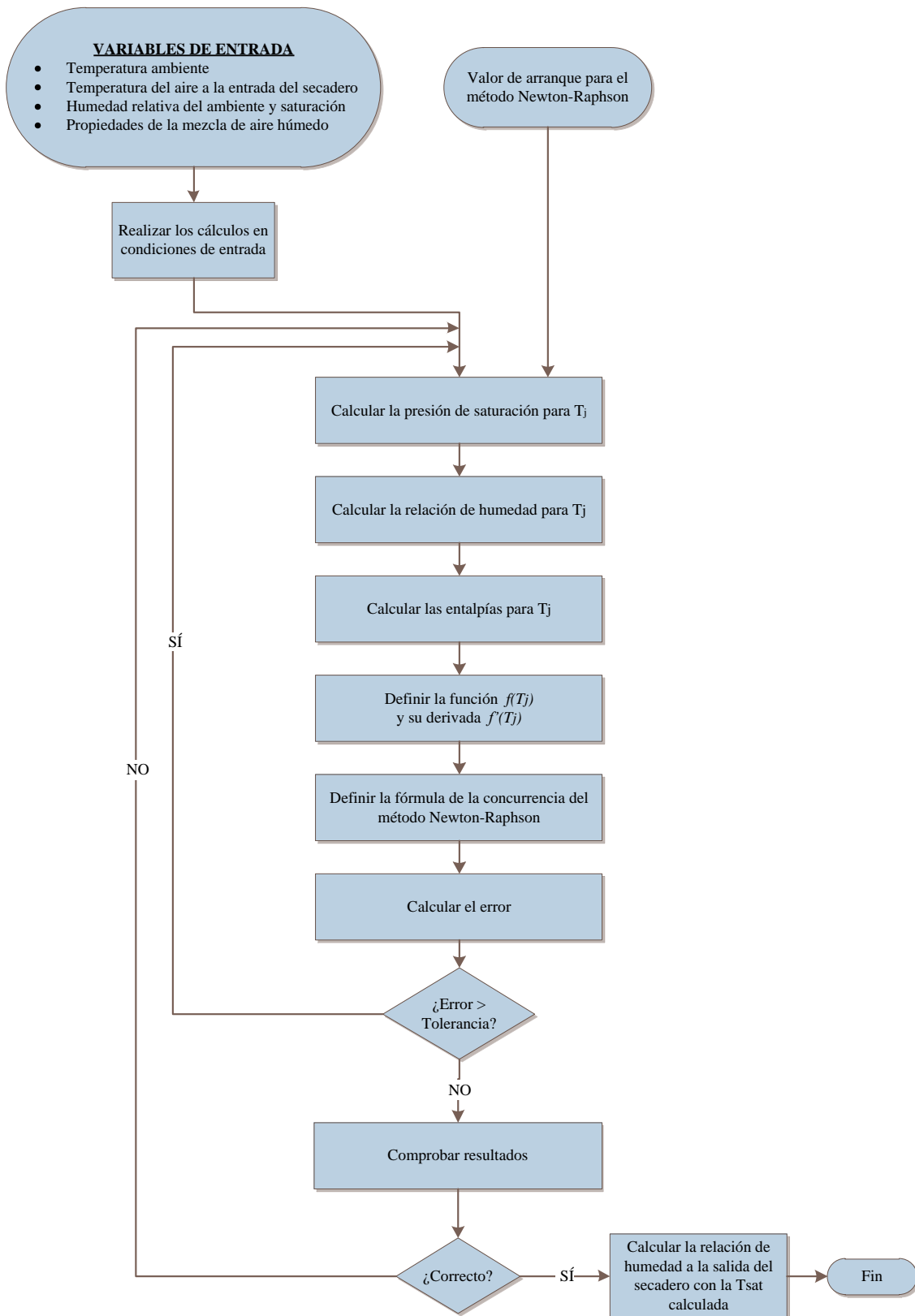


Figura 40. Esquema del algoritmo de cálculo del proceso de secado.  
Elaboración propia (Visio, 2010).

## 5.2. CÁLCULO DE LA EFICACIA

Se va a evaluar la eficacia del secadero en base a la mejora que provoca el precalentamiento de la corriente de aire que circula en la cámara de secado en un colector solar.

En la entrada del secadero solar se considera que el flujo de aire que entra a la cámara de secado es el mismo que ha recorrido el colector solar, por tanto el flujo de aire entra caliente, a la temperatura a la que ha salido del colector. Además, a la entrada la humedad relativa coincide con la del ambiente. Con estas condiciones de entrada el aire recorre la cámara de secado, y a la salida presenta el mismo caudal de aire (se asume que no hay pérdidas) con humedad relativa del 100 %, esto significa que la mezcla está saturada y su temperatura es la de saturación; con estas condiciones de salida se define la relación de humedad a la salida ( $\omega_{out}$ ).

Sin embargo, si se emplea aire sin precalentar (eliminando el colector) y se estudia el proceso de secado asumiendo que el caudal es el mismo que en el caso anterior, se tiene que la temperatura y la humedad relativa a la entrada son las correspondientes al ambiente. Por tanto, el aire no entrará tan caliente como antes. De esta forma se obtendrá una relación de humedad a la salida ( $\omega_{out,wo}$ ) menor que en el caso anterior, ya que la temperatura de saturación disminuirá.

Comparando los dos casos anteriores se define la eficacia de secado ( $\varepsilon_s$ ) como la relación de la capacidad de secado que se alcanza si se dispone o no de colector solar antes de la cámara de secado. Esta eficacia es un parámetro que evalúa la mejora que supone precalentar el aire antes de que entre a la cámara de secado sobre el ambiente.

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v'} = \frac{\Delta\omega}{\Delta\omega'} = \frac{\omega_{out} - \omega_{in}}{\omega_{out,wo} - \omega_{in}} \quad (145)$$

Donde  $\omega_{in}$  es la relación de humedad a la temperatura del ambiente  $\omega_{out}$  es la relación de humedad a la temperatura de salida cuando el aire circula por el colector solar antes de entrar a la cámara de secado, y  $\omega_{out,wo}$  es la relación de humedad a la temperatura de salida del aire de la cámara de secado cuando no se dispone de colector solar. Por su parte, las capacidades de secado respectivas se recogen en  $\Delta\omega$  (con colector) y  $\Delta\omega'$  (sin colector).

La eficiencia de secado puede verse afectada negativamente, por un lado, si el aire no permanece el tiempo suficiente en contacto con el producto, no se producirá su deshidratación; y por otro, si se aumentan las temperaturas sin control, se produce un incremento de las pérdidas del sistema, disminuyendo por tanto la eficiencia.

En cuanto al caudal de aire entrante al secadero, existe un umbral mínimo por debajo del cual se produce un aumento de la temperatura del aire dando lugar a una extracción de humedad más lenta; mientras que si se sobre pasa el umbral superior, no se observarán efectos significativos en el proceso de secado. Esta influencia se estudia con mayor detalle en el análisis paramétrico (ver 6.1).

## 6. RESULTADOS

Una vez validado el modelo, se analizan los resultados obtenidos para estudiar el comportamiento del colector solar y evaluar su influencia en el proceso de secado partiendo de los datos un caso nominal, descrito más adelante.

Los parámetros de entrada son:

- Variables del diseño del colector solar:
  - Caudal másico de fluido.
  - Dimensiones características: longitud, anchura y sección.
- Variables climáticas:
  - Irradiación solar.
  - Temperatura media del ambiente.
  - Velocidad media del viento.
  - Humedad relativa.

### DESCRIPCIÓN DEL CASO NOMINAL

- Variables del diseño del colector solar de acuerdo a la literatura:
  - Dimensiones características:
    - Longitud:  $L = 1,50 \text{ m}$
    - Anchura:  $W = 0,50 \text{ m}$
    - Sección:  $s = 0,05 \text{ m}$
  - Fluido de trabajo: aire.
    - Caudal másico:  $\dot{m} = 0,025 \text{ kg/s}$
  - Aislante:
    - Espesor de la capa de aislante:  $e_{ais} = 0.04 \text{ m}$
    - Conductividad térmica:  $K_{ais} = 0.04 \text{ W/m K}$   
([http://es.wikipedia.org/wiki/Coefficiente\\_de\\_conductividad\\_t%C3%A9rmica#cite\\_note-fisicanet-1](http://es.wikipedia.org/wiki/Coefficiente_de_conductividad_t%C3%A9rmica#cite_note-fisicanet-1))
  - Cubierta:
    - Espesor de la cubierta:  $e_c = 0,003 \text{ m}$
    - Emisividad de la cubierta:  $\varepsilon_c = 0,88$  (Tabor, 1958)
    - Conductividad térmica:  $K_c = 0.60 \text{ W/m K}$   
([http://es.wikipedia.org/wiki/Coefficiente\\_de\\_conductividad\\_t%C3%A9rmica#cite\\_note-fisicanet-1](http://es.wikipedia.org/wiki/Coefficiente_de_conductividad_t%C3%A9rmica#cite_note-fisicanet-1))
  - Placa absorbente:
    - Emisividad de la placa:  $\varepsilon_p = 0,95$   
(<http://www.isotest.es/web/News/Tecnologias/Termografia/tabla%20de%20emisividades.htm>)
- Variables climáticas y meteorológicas:
  - Irradiación solar incidente sobre la superficie del colector,  $I_{tilted} = 850 \text{ W/m}^2$
  - Velocidad media del viento,  $v_w = 3 \text{ m/s}$
  - Temperatura media del ambiente,  $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

## 6. Resultados

- Humedad media del ambiente,  $\phi_a = 50 \%$
- Producto característico transmisividad-absortividad,  $(\tau\alpha) = 0,82$  (Duffie y Beckmann, 2006)
- Presión atmosférica,  $P_{atm} = 101.300 Pa$

### 6.1. ANÁLISIS PARAMÉTRICO

En esta sección se analiza el comportamiento de cada parámetro en el colector, atendiendo a las variables que caracterizan el proceso: la temperatura del aire a la salida ( $T_{fo}$ ) y el rendimiento del colector ( $\eta_{co}$ ). En cuanto al secado, se estudia la evolución del parámetro que evalúa la mejora del proceso anterior, la eficacia de secado ( $\varepsilon_s$ ), en diferentes condiciones.

Para realizar el análisis paramétrico se fijan todos los parámetros de entrada excepto uno: el parámetro a estudiar. Es conveniente distinguir las condiciones de diseño, que son fácilmente controlables: caudal másico y las dimensiones del colector (longitud, anchura y sección); y las condiciones de operación (temperatura ambiente, irradiación solar y velocidad del viento), factores con los que apenas se puede intervenir ya que dependen de elementos externos, como el clima.

#### 6.1.1. Condiciones de diseño

##### 6.1.1.1. Caudal másico

Uno de los parámetros esenciales para la caracterización del colector solar es el caudal másico de aire que recorre este elemento, se selecciona en el diseño del colector y tiene repercusión en los resultados de forma directa.

En la Figura 41 se observa cómo a medida que aumenta el caudal másico de aire ( $\dot{m}$ , kg/s), la temperatura del aire a la salida del colector ( $T_{fo}$ , °C) va disminuyendo. Esto es debido a que en el mismo colector y con la misma irradiación solar está circulando mucho más aire, es decir, hay mucho más fluido que calentar, por tanto la temperatura final alcanzada va a ser menor a caudales mayores.

## 6. Resultados

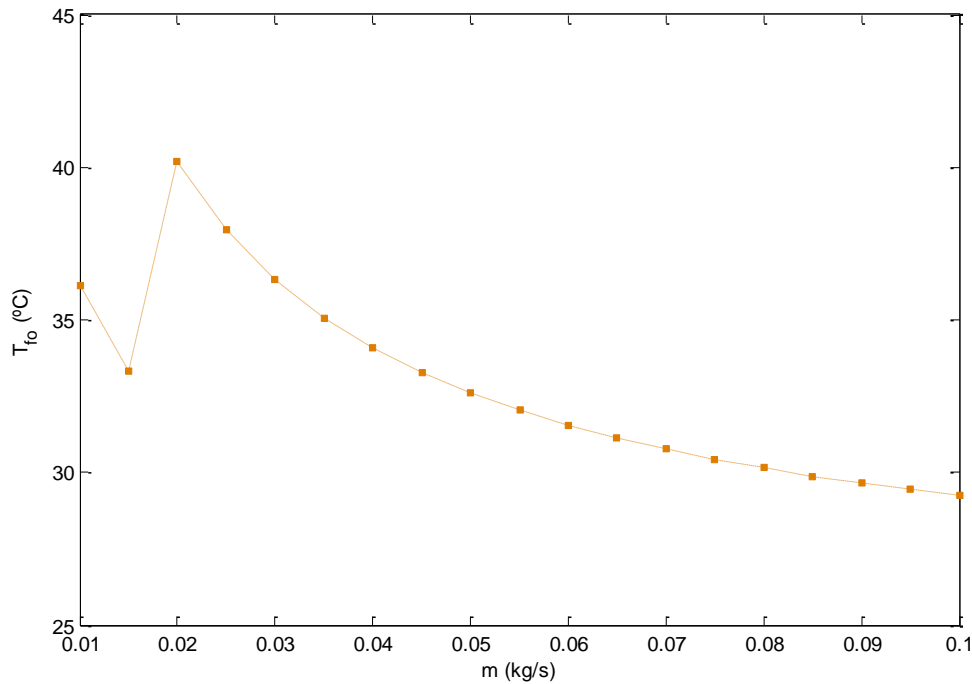


Figura 41. Temperatura del aire a la salida del colector en función del caudal de aire entrante.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Interesa obtener temperaturas más elevadas que el ambiente para favorecer el proceso de secado posterior, por lo que es conveniente emplear caudales bajos. En la figura anterior se aprecia un salto de temperaturas para caudales entre 0 y 0,02 kg/s, el cual es producido por el cambio de régimen del fluido de laminar a turbulento. El caudal seleccionado, 0,025 kg/s, resulta adecuado puesto que se mantiene a una distancia prudencial de la zona de transición y los resultados de temperatura son fácilmente adaptables a diferentes productos.

Por su parte, el rendimiento del colector crece de forma exponencial con el caudal másico de entrada (ver Figura 42). Esto es debido a que el aumento del caudal provoca una rápida mejora del coeficiente convectivo de transferencia de calor que combinado con una ligera variación de las pérdidas globales térmicas, queda reflejada en el incremento de rendimiento. Además, el rendimiento es directamente proporcional al caudal.



## 6. Resultados

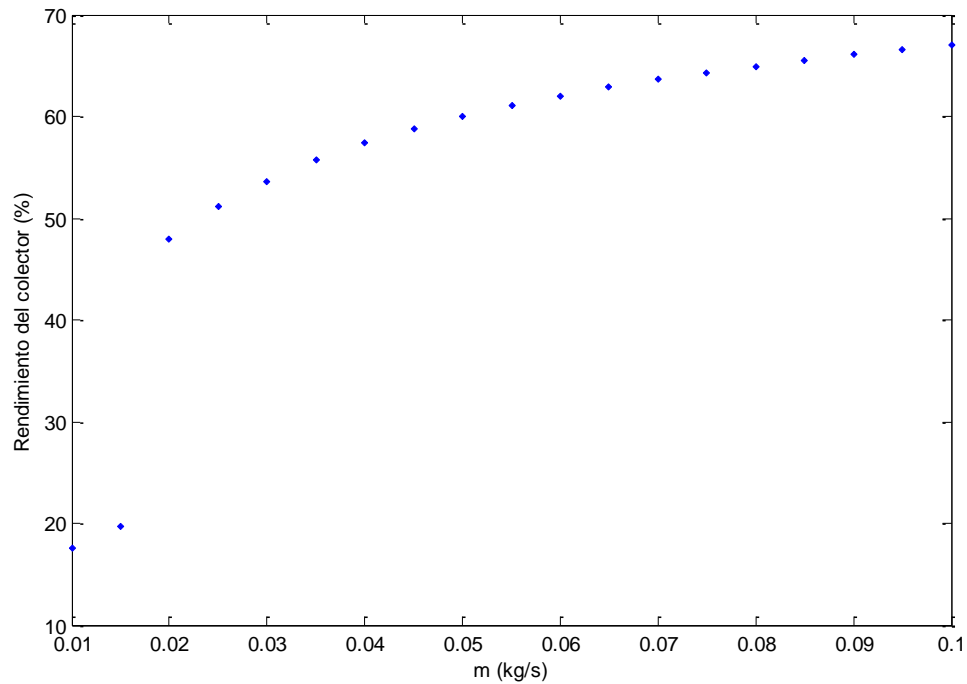


Figura 42. Rendimiento del colector en función del caudal másico de aire entrante al mismo.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

En esta ocasión, también se aprecia el paso de régimen laminar a turbulento a caudales muy bajos.

El parámetro de mejora disminuye con el aumento del caudal porque las temperaturas alcanzadas a la salida del colector cada vez son menores, aproximándose a la temperatura ambiente (ver Figura 43). Por tanto a caudales altos, la mejora que supone introducir aire más caliente al colector disminuye, ya que los resultados que se obtienen con colector difieren poco de los resultados sin colector. De igual forma que en el análisis de temperatura a la salida, a caudales excesivamente bajos existen puntos correspondientes con el cambio de régimen laminar a turbulento.

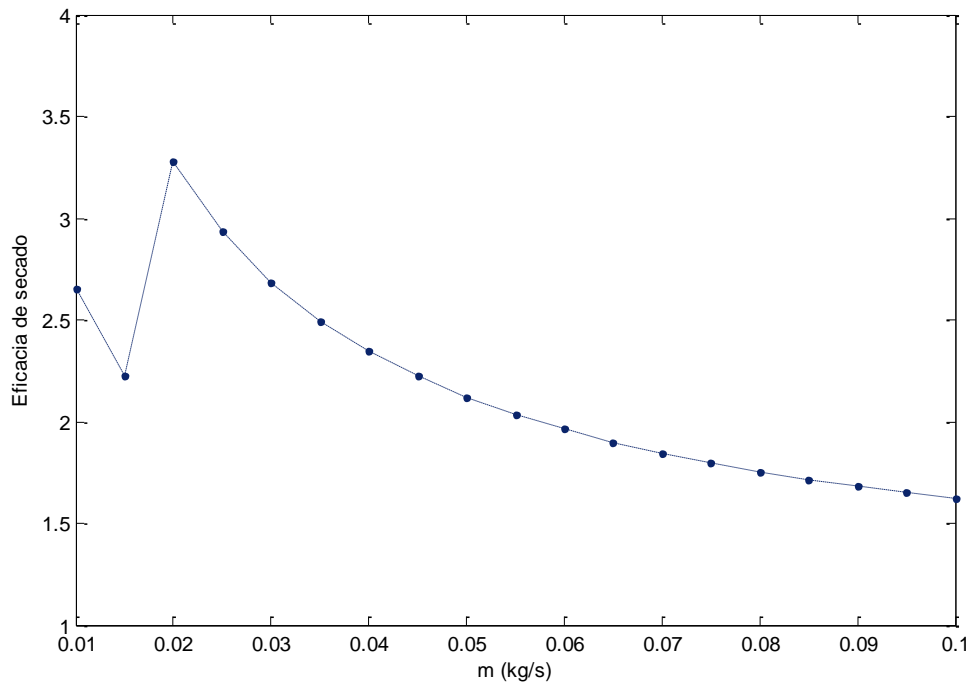


Figura 43. Eficacia de secado en función del caudal másico de aire.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Es necesario encontrar el punto de equilibrio entre un alto rendimiento (caudales elevados) y una alta temperatura a la salida del colector (caudales bajos), ya que esto va a repercutir directamente en la eficacia de secado.

Es conveniente optar por un rendimiento moderado que permita obtener temperaturas de salida de forma que se garantice una eficacia de secado alta. Por tanto, para lograr que el proceso de secado con colector previo sea al menos 2 veces mejor que sin dicho elemento, el caudal de aire debe de estar entre 0,020 y 0,035 kg/s; consiguiendo en el colector rendimientos de 50 % aproximadamente. Por último, es muy importante considerar los requerimientos del producto a secar para seleccionar el caudal de aire, porque en el proceso ha de prevalecer la calidad final de los productos.

#### 6.1.1.2. Sección

La sección de paso del colector hace referencia a la distancia existente entre la cubierta y la placa y corresponde con la entrada del aire al colector.

Al fijar todas las variables de entrada excepto la sección de paso, el comportamiento de los tres parámetros de estudio, temperatura a la salida (Figura 44) y rendimiento del colector (Figura 45) y eficacia de secado (Figura 46), es similar con el aumento de la sección del colector. En todos los casos, los parámetros se ven penalizados a mayores secciones de paso ya que si variables esenciales como el caudal o la irradiación permanecen constantes, siempre se obtendrán mejores

## 6. Resultados

resultados para áreas de paso pequeñas porque el coeficiente convectivo interno se ve desfavorecido con el incremento de dicha sección.

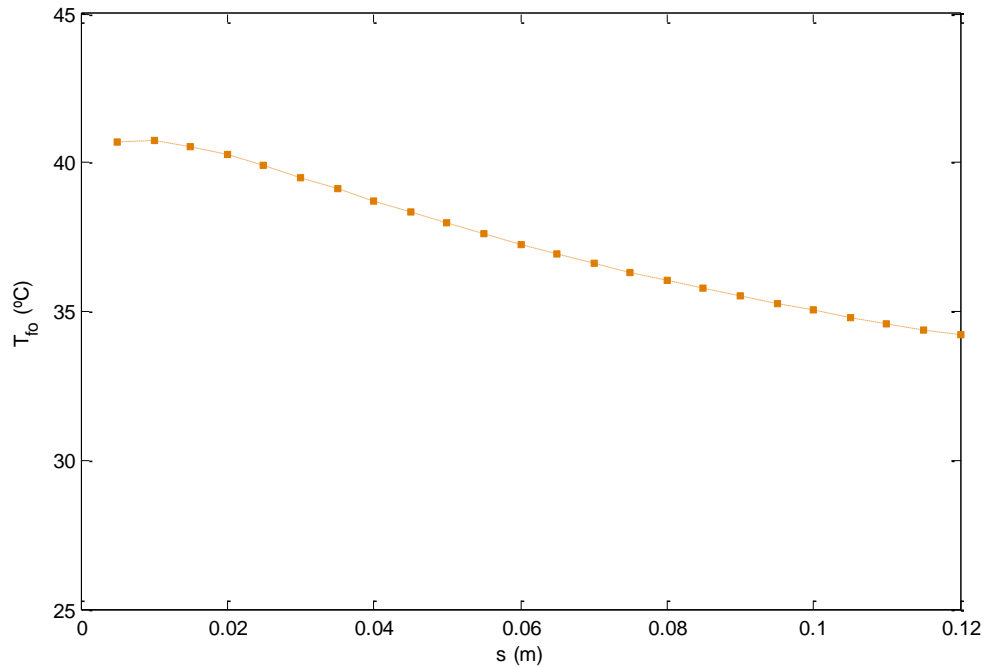


Figura 44. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la sección del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

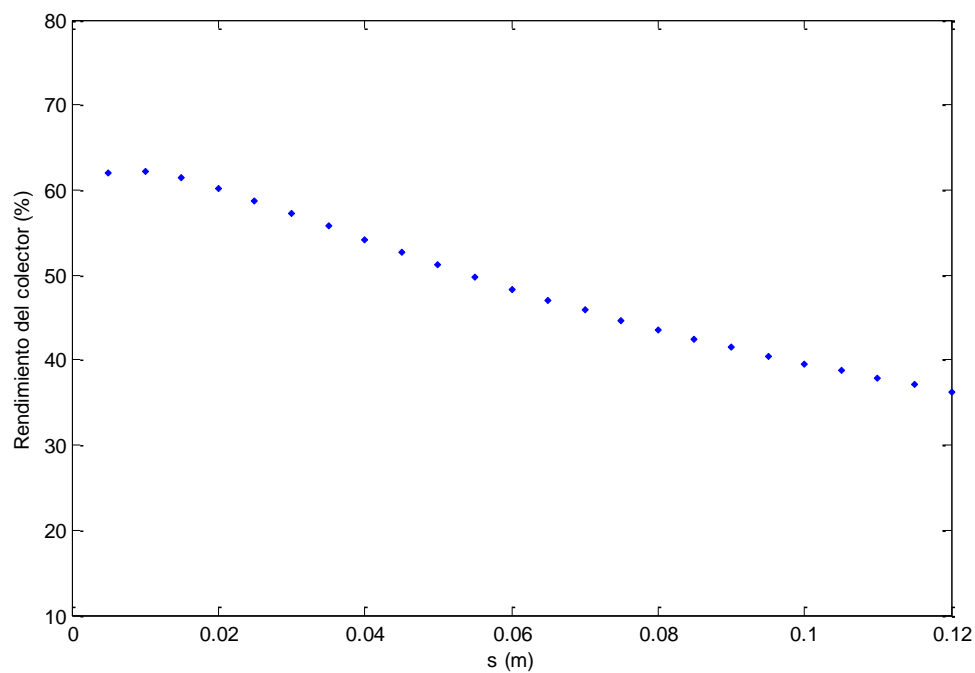


Figura 45. Rendimiento del colector en función de la sección del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

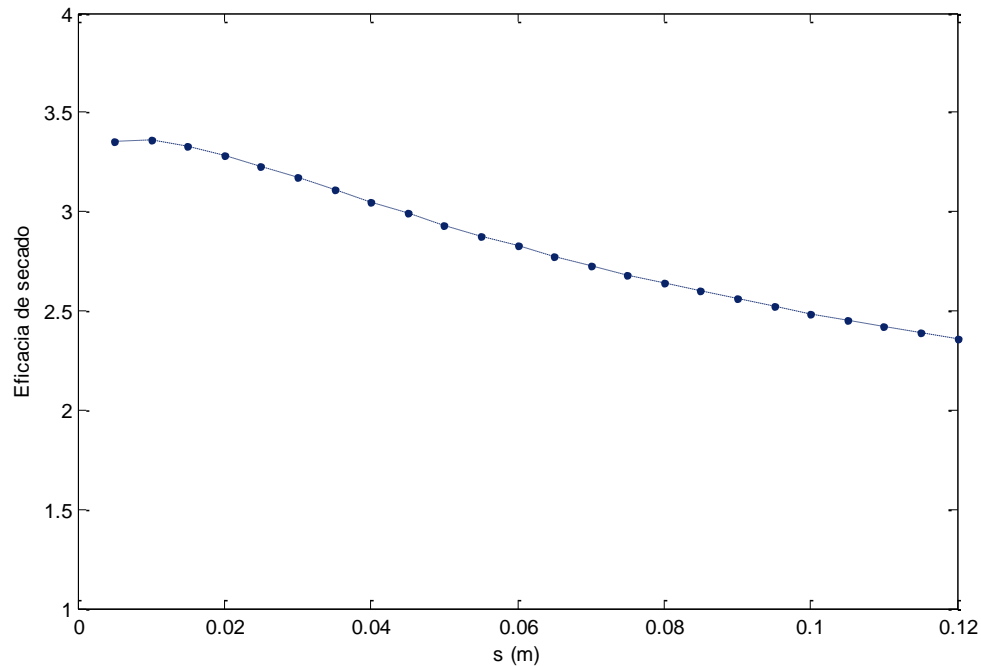


Figura 46. Eficacia de secado en función de la sección del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Sin embargo, en el rango de secciones de 0,015 a 0,120 *m*, se obtienen valores aceptables tanto la para temperatura (desde 40,55 y hasta 34,21 °C) y el rendimiento (de 61,38 a 36,31 %), como para la eficacia de secado, duplicando y triplicando los resultados (3,33 y 2,36) respecto a la situación en la que no existe colector; observando mejores resultados para secciones de paso menores. Por tanto, para un caudal fijo de 0,0225 *kg/s*, se podría elegir cualquier sección en este rango (0,015-0,120 *m*), teniendo en cuenta que cuanto mayor es la sección de paso, menos mejora supone el uso del colector solar ya que el intercambio térmico que sucede en su interior disminuye.

### 6.1.1.3. Longitud

Cuanta mayor longitud tenga el colector, más tiempo permanecerá el fluido en su interior (ya que se mantienen las demás variables constantes), por lo que la temperatura de salida será cada vez mayor (ver Figura 47) y en consiguiente, la eficacia de secado se verá incrementada (ver Figura 50).

## 6. Resultados

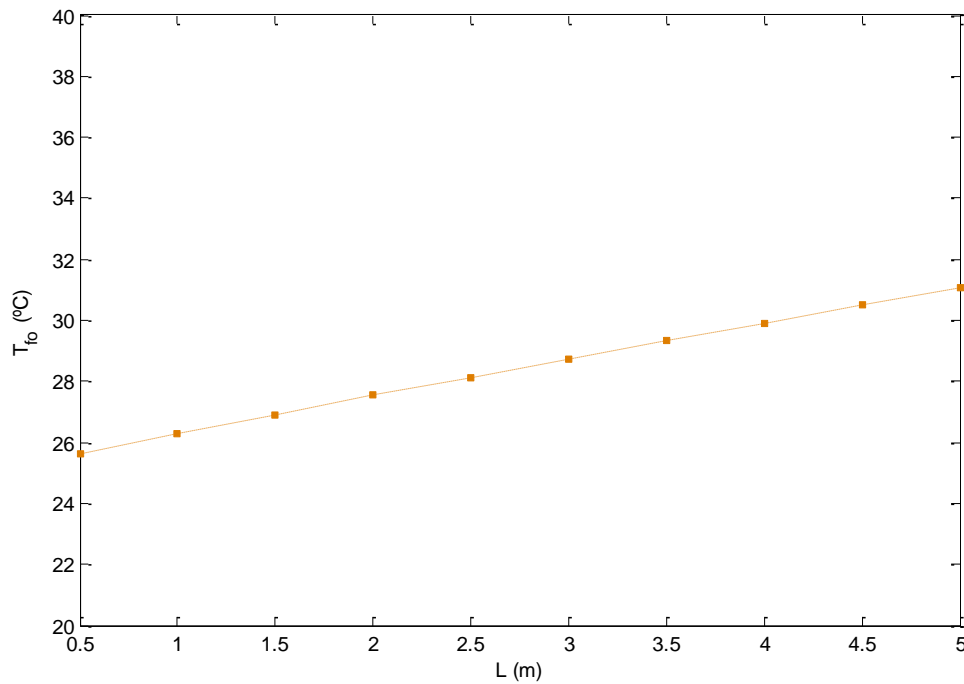


Figura 47. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la longitud del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Por su parte el rendimiento es inversamente proporcional a la longitud, por tanto se ve ligeramente penalizado para longitudes grandes. Atendiendo al detalle de la Figura 49, se observa una tasa de decrecimiento de 0,5 puntos, aproximadamente.

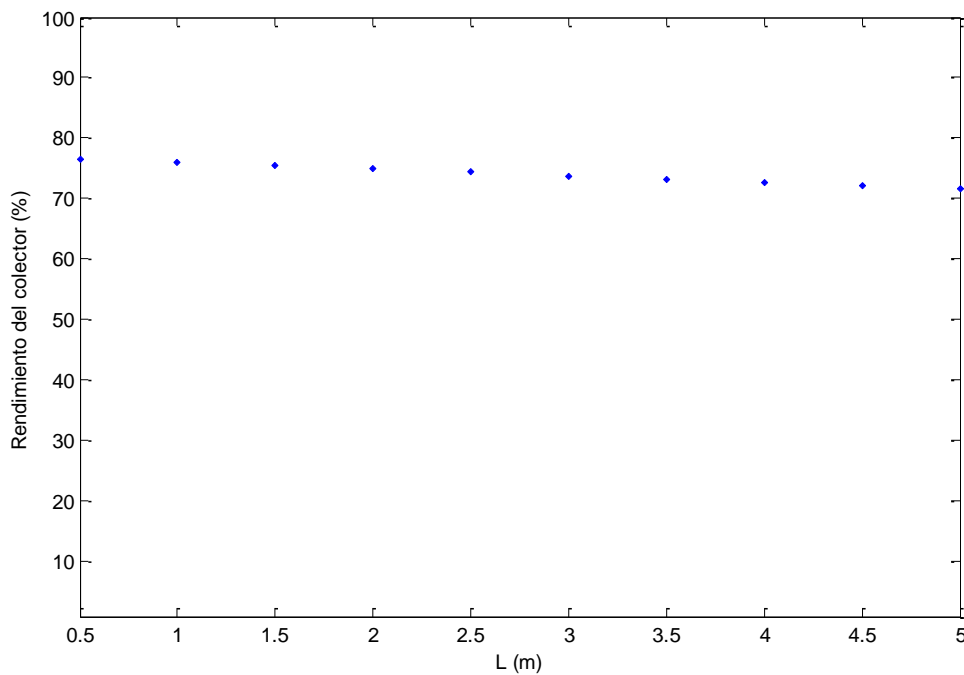


Figura 48. Rendimiento en función de la longitud del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

## 6. Resultados

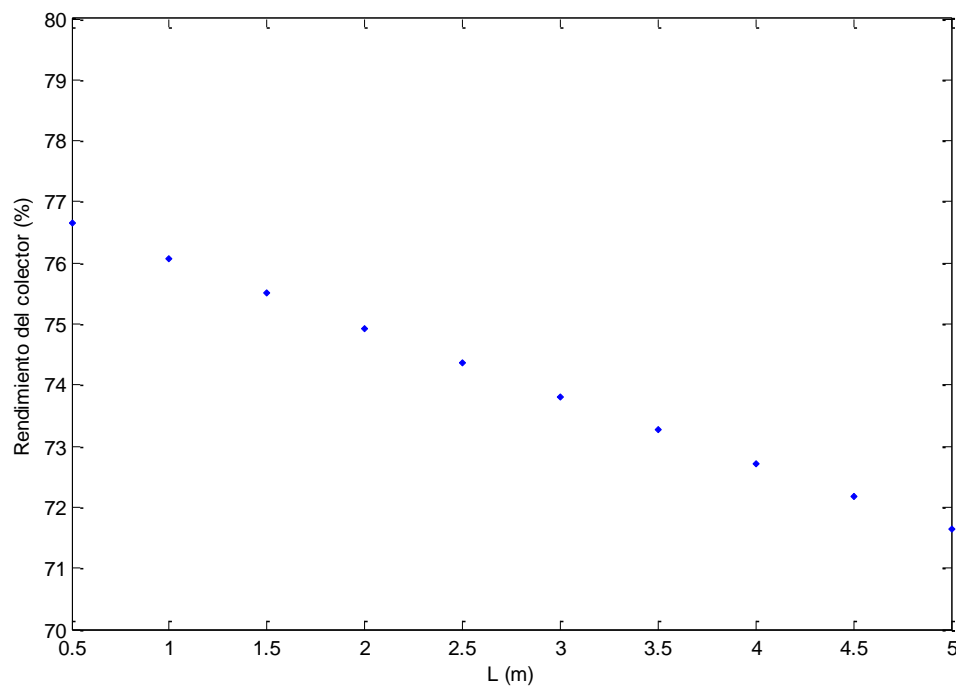


Figura 49. Detalle del rendimiento en función de la longitud del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

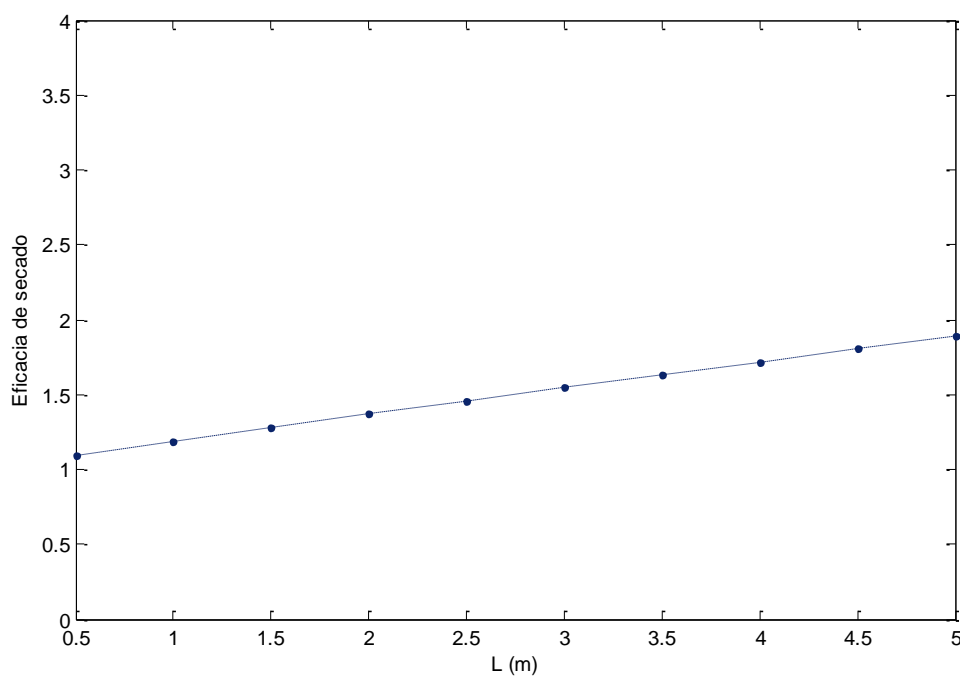


Figura 50. Eficacia de secado en función de la longitud del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

## 6. Resultados

Los parámetros objeto de estudio no son tan sensibles a la longitud del colector como a otras variables (la sección del mismo), otorgando mayor flexibilidad al diseño final del colector. Esto es muy positivo ya que en el ámbito de aplicación de este tipo de secaderos solares está muy presente el aprovechamiento máximo de los recursos disponibles. No obstante, se debe tener en cuenta que el colector ha de ser fácil de transportar, por lo que es conveniente seleccionar longitudes reducidas, las cuales potencian el rendimiento a costa de reducir la temperatura de salida, pero se podrían ajustar otros parámetros para alcanzar un punto óptimo.

### 6.1.1.4. Anchura

Para un caudal fijo si aumenta la anchura, también lo hace la sección de paso de fluido, y por consiguiente se reduce la velocidad del aire. Esto provoca un incremento del tiempo de residencia del flujo de aire en el interior del colector que le permite llegar a temperaturas más altas a la salida.

Por otro lado, aumentando la anchura del colector, manteniendo fijo el flujo másico, se produce un cambio de régimen turbulento a laminar en torno a  $W = 0,80 \text{ m}$  aproximadamente. A partir de entonces, el incremento de la temperatura con la anchura es diferente, siendo más lento en régimen laminar que en turbulento ya que la convección es menor.

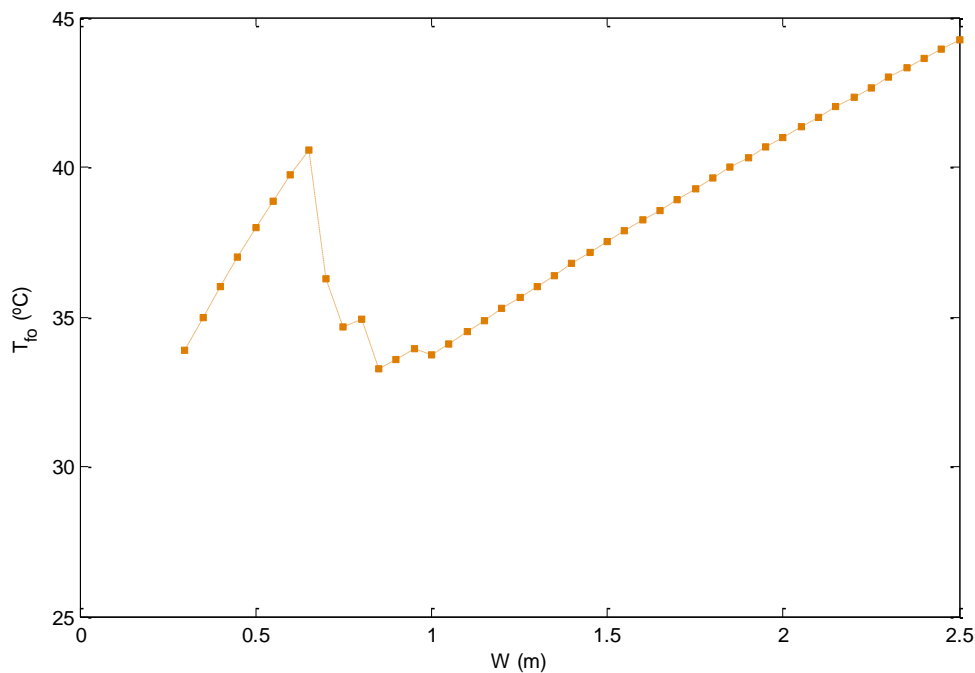


Figura 51. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la anchura del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

## 6. Resultados

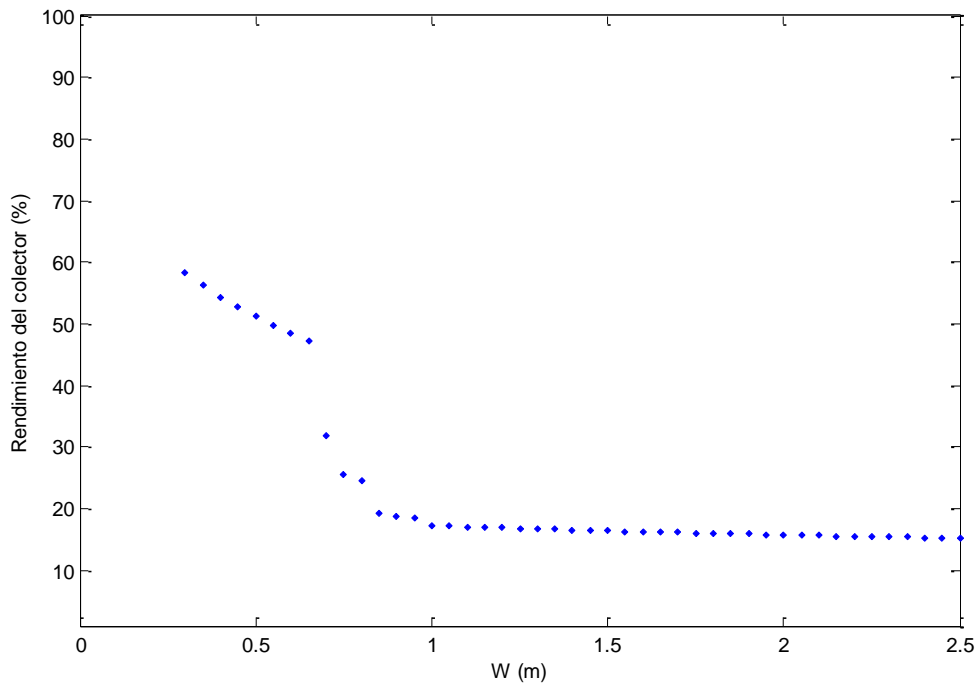


Figura 52. Rendimiento en función de la anchura del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

En régimen turbulento se alcanzan buenos rendimientos (hasta un 58,29 %), pero en la zona de transición toma valores más bajos y finalmente, en régimen laminar el rendimiento tiende a valores bajos, de 16 %. Estos últimos valores corresponden con anchuras bastante grandes que habitualmente no se encuentran en los secaderos solares, por lo que es de esperar que manteniendo un caudal razonable constante, a anchuras mayores, se penalice el dispositivo.



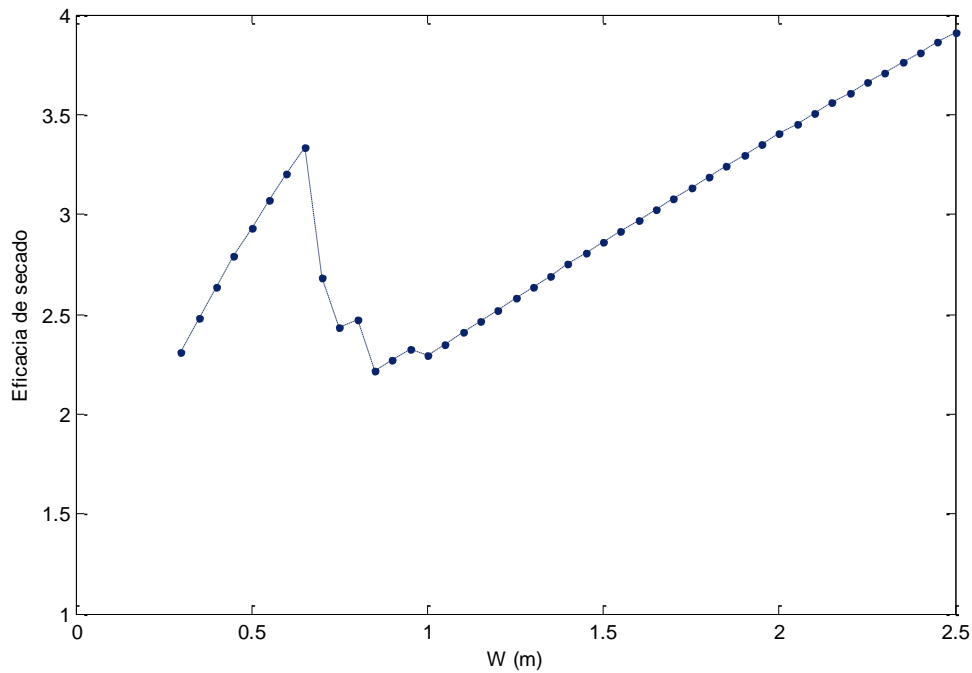


Figura 53. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la anchura del colector.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Para mejorar lo máximo posible el proceso de secado (más de 3 veces respecto al secado al ambiente) convendría haber seleccionado una anchura un poco mayor de la elegida, aproximadamente de 0,70 m (en lugar de 0,50 m), a pesar de que se penalice levemente el rendimiento del colector. De esta forma la temperatura a la salida alcanza los 40 °C, un valor adecuado para muchos productos agrícolas.

## 6.1.2. Condiciones de operación

### 6.1.2.1. Temperatura ambiente

La temperatura del aire ambiente es uno de los parámetros vitales para el secadero solar, pues de ella depende la temperatura a la que entra el aire al colector (son iguales,  $T_a = T_{fi}$ ), la relación de humedad, el rendimiento, etc. y no se puede controlar a través de los parámetros de diseño del colector. Como se explicó en el punto 4.1. la temperatura de salida del colector aumenta linealmente con la temperatura del aire a la entrada (Figura 54), que en este caso coincide con la temperatura ambiente. Por tanto, en climas más calurosos se alcanzarán temperaturas de salida más elevadas que en climas templados.

## 6. Resultados

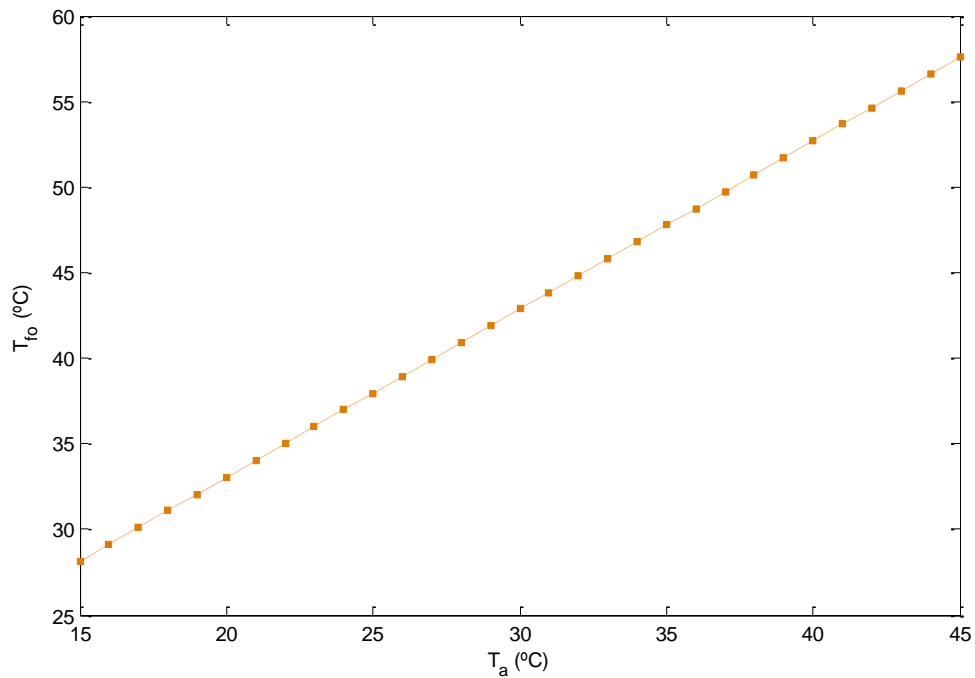


Figura 54. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la temperatura ambiente.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

En cuanto a la influencia de la temperatura ambiente en el rendimiento (Figura 55), se penaliza este último a elevadas temperaturas ambiente ya que la diferencia entre la temperatura de entrada y salida cada vez es menos acusada.

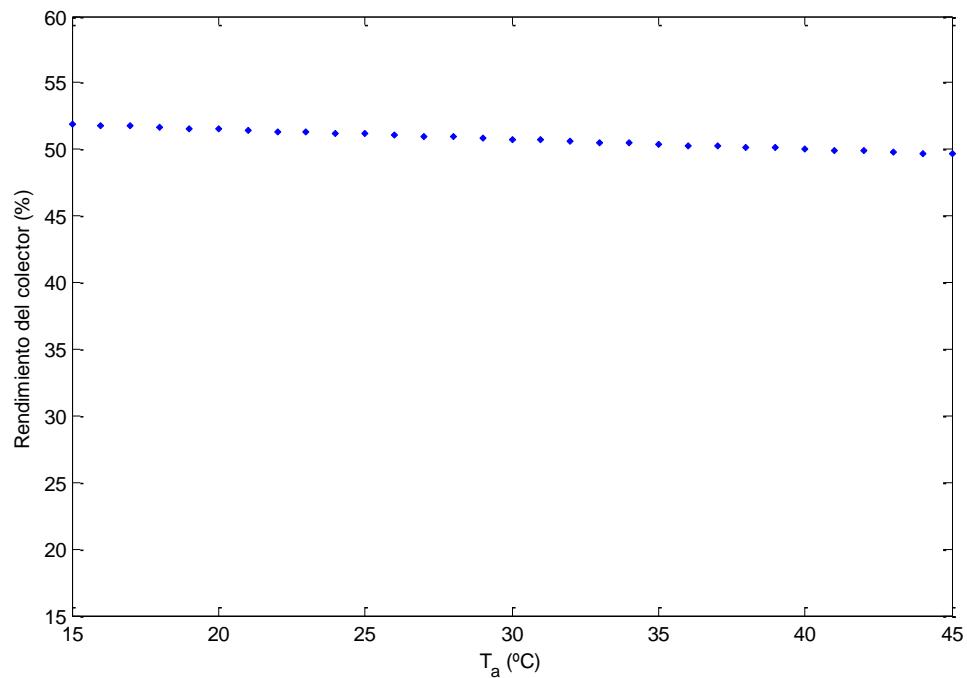


Figura 55. Rendimiento colector en función de la temperatura ambiente.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

## 6. Resultados

Debido al incremento de temperatura ambiente, la relación de humedad a la salida de la cámara de secado en el caso en el que no existe colector previo, se aproxima a la relación de humedad a la salida de la cámara con colector previo. Esto sucede porque el efecto del colector cada vez es menor y calienta menos el aire que circula en su interior ya que está entrando a temperaturas elevadas. A pesar de, aún a temperaturas ambiente altas, lograr mejorías considerables obteniendo eficacias de 2,58 por disponer el colector antes del secadero (ver Figura 56), se deben considerar las máximas temperaturas que soportan los productos agrícolas que se van a secar para evitar posibles pérdidas de calidades.

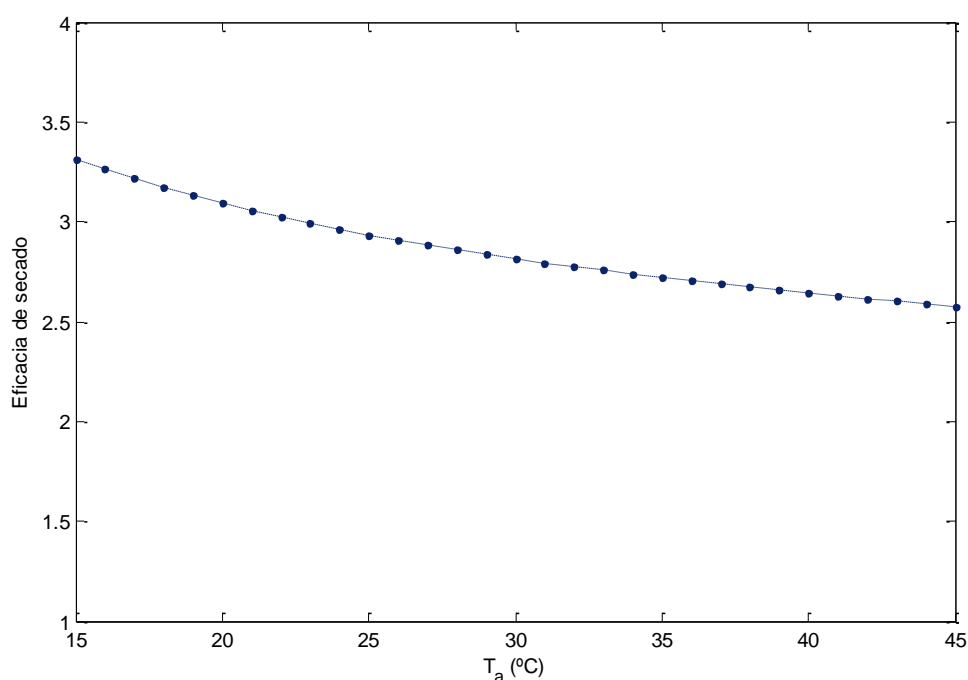


Figura 56. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la temperatura ambiente.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Si la temperatura ambiente aumenta, también lo hace la temperatura del aire a la salida del colector, pero se ven penalizados el rendimiento del colector y la eficacia de secado. Aún así, es importante señalar que para las máximas temperaturas ambiente, el proceso en líneas generales sigue obteniendo buenos resultados, tanto de rendimiento del colector, como de eficacia de secado, sin olvidar los requerimientos de calidad de los productos.

### 6.1.2.2. Irradiación solar

La irradiación recibida en la superficie del colector depende de factores climáticos y geográficos. La irradiación solar varía a lo largo del día, desde 0 W/m<sup>2</sup> durante las horas nocturnas y hasta alcanzar los valores máximos en las horas centrales del día (~ 1200 W/m<sup>2</sup>, aunque depende de la región), esto afecta directamente a los parámetros del colector: temperatura a la salida y rendimiento, y a través del primero, a la eficacia de secado. Tanto la

## 6. Resultados

temperatura a la salida del colector como la eficacia de secado aumentan linealmente con la irradiación solar recibida ( $I_{\text{tilted}}$ ,  $W/m^2$ ), como se puede ver en la Figura 57 y Figura 59 respectivamente.

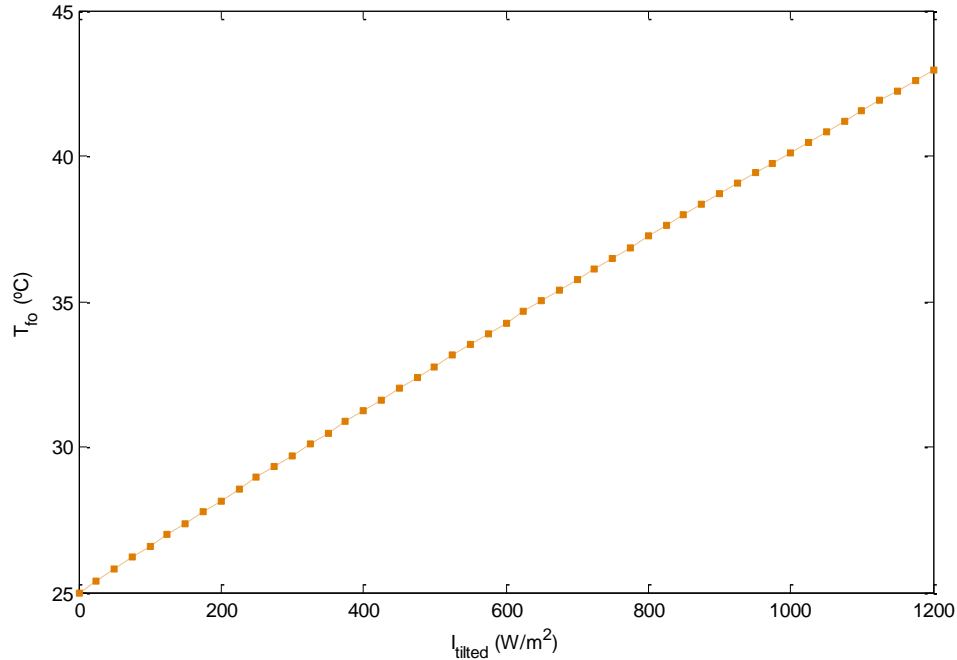


Figura 57. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la irradiación sobre el plano inclinado. Elaboración propia (MATLAB, 2013).

El rendimiento del colector, por su parte, decrece suavemente con la irradiación puesto que es inversamente proporcional a la irradiación (ver Figura 58).

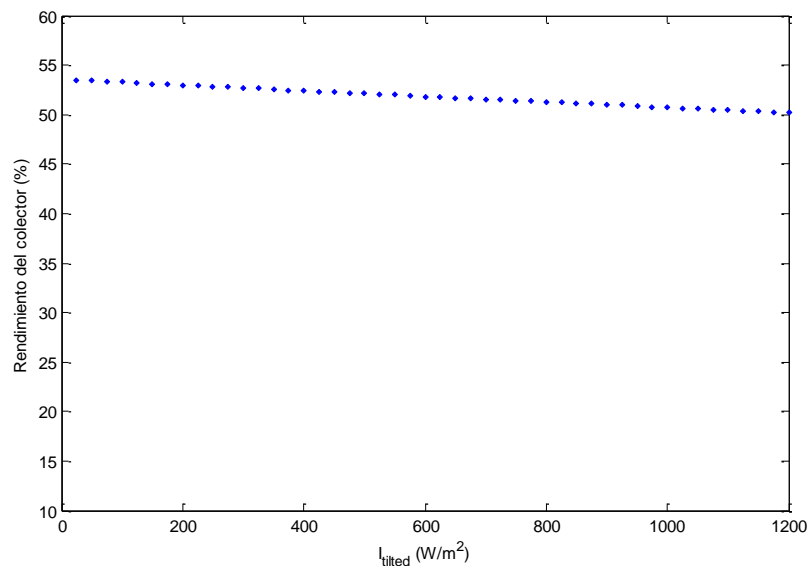


Figura 58. Rendimiento en función de la irradiación sobre el plano inclinado. Elaboración propia (MATLAB, 2013).

## 6. Resultados

Este comportamiento, unido al analizado en la Figura 55, permite llegar a la conclusión de que el rendimiento no es uniforme a lo largo del año, presenta variaciones estacionales al ser función de parámetros climáticos como la temperatura del ambiente o la irradiación.

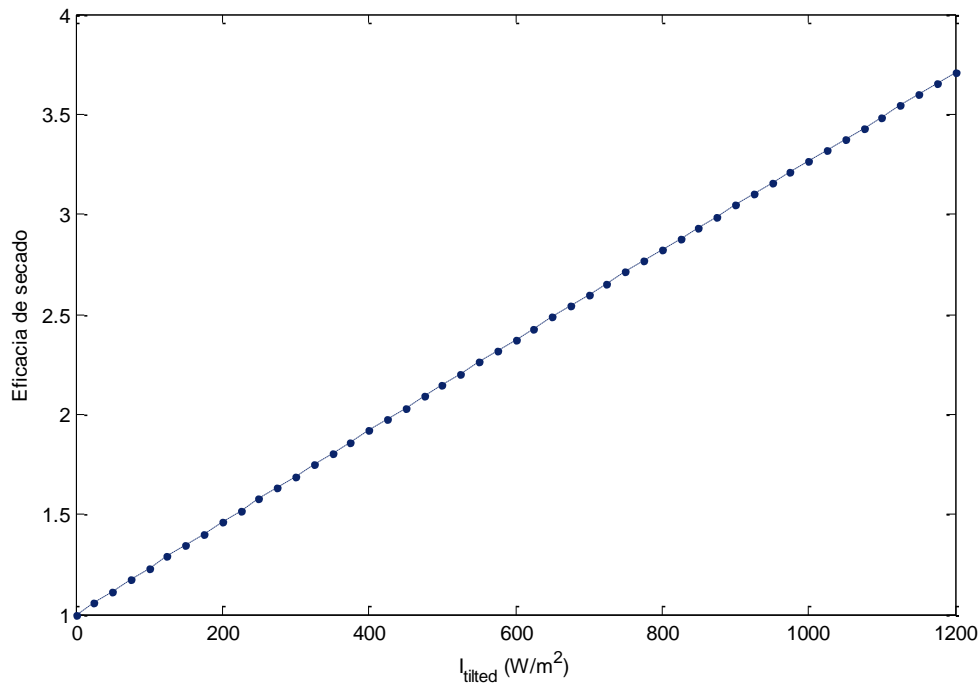


Figura 59. Temperatura del aire a la salida del colector en función la irradiación sobre el plano inclinado. Elaboración propia (MATLAB, 2013).

El funcionamiento óptimo del colector solar tiene lugar en las horas centrales del día, en las que la irradiación sobre su plano inclinado es mayor. En estas circunstancias, se alcanzan las máximas temperaturas a la salida para un rendimiento del colector adecuado, favoreciendo por tanto el proceso de secado al triplicar los resultados obtenidos.

### 6.1.2.3. Velocidad del viento

La velocidad del viento ( $v_w$ ,  $m/s$ ) es una de las condiciones ambientales que no se pueden controlar, y de ella dependen directamente las pérdidas de calor (tanto desde el aislante pegado a la placa como desde la cubierta, hacia el exterior). Cuanto más rápido se mueve el viento, mayores son las pérdidas de calor y menor la temperatura alcanzada a la salida del colector como se muestra en la Figura 60. Por la misma razón, el rendimiento del colector disminuye al aumentar la velocidad del viento (Figura 61). Y para altas velocidades, la eficacia de secado también se ve desfavorecida (Figura 62) porque la temperatura a la salida del colector ha disminuido debido a las pérdidas térmicas ocasionadas por el viento.

## 6. Resultados

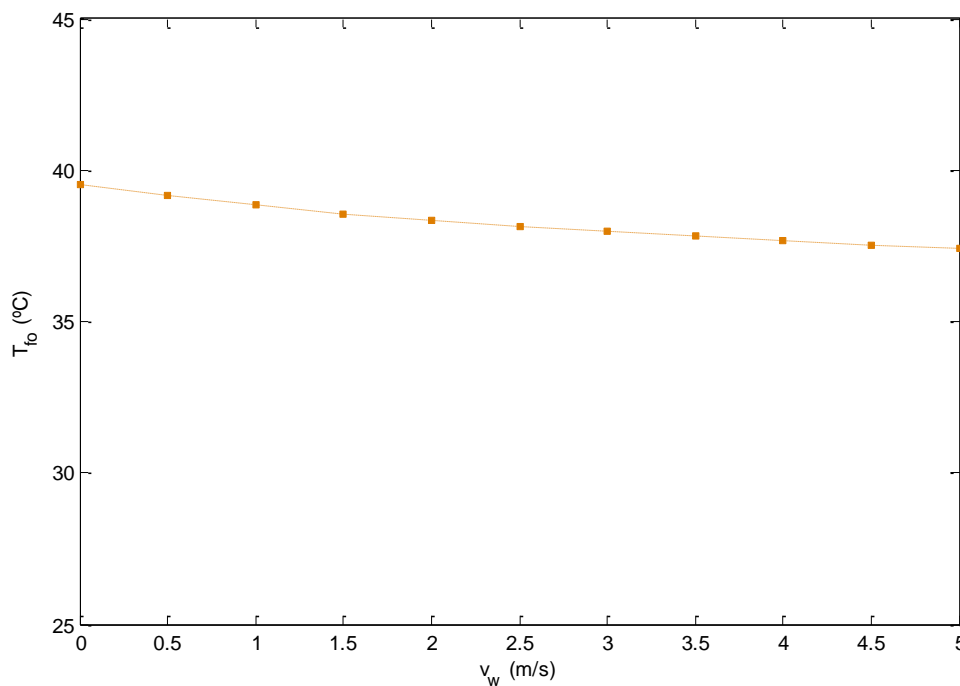


Figura 60. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la velocidad del viento.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

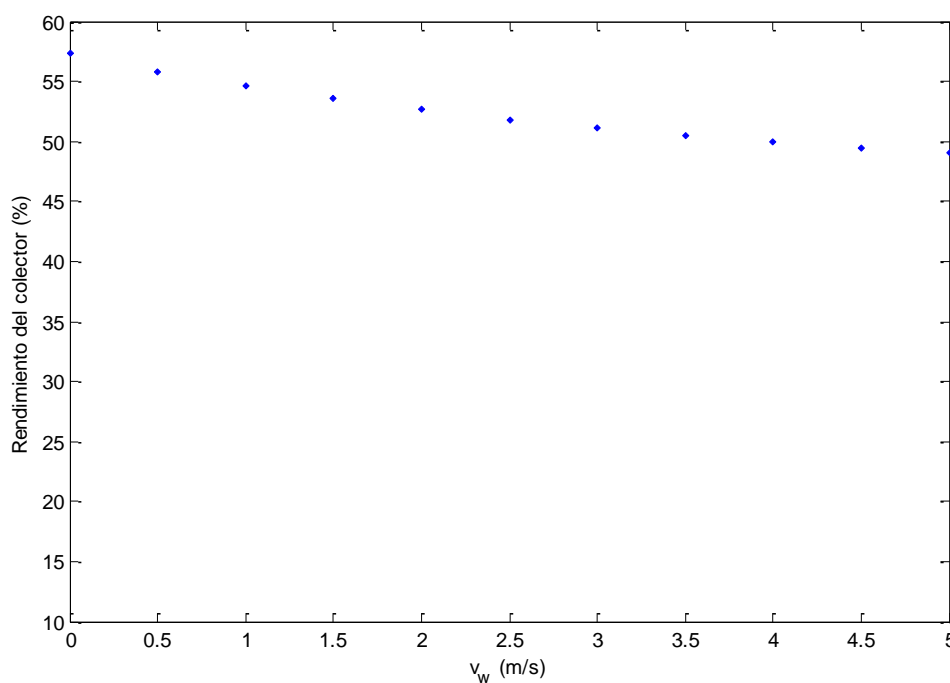


Figura 61. Rendimiento en función de la velocidad del viento.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

## 6. Resultados

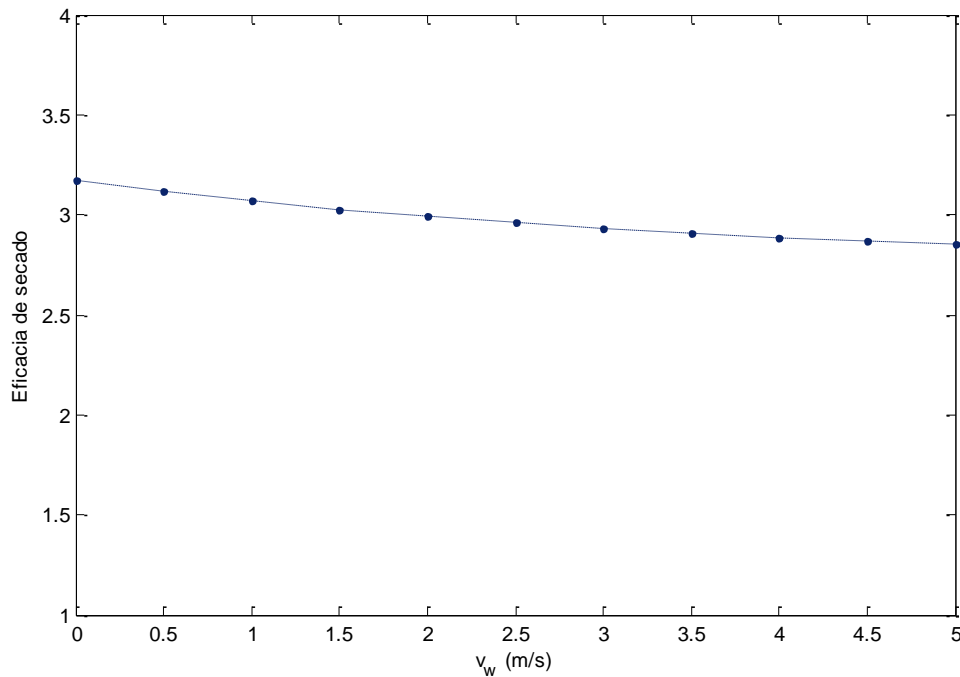


Figura 62. Eficacia de secado en función de la velocidad del viento.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Por tanto, para lograr los mejores resultados es conveniente que la velocidad del viento sea lo más baja posible.

### 6.1.2.4. Humedad

Otro de los parámetros que quedan fuera del alcance del diseño y de los beneficiarios del secadero solar es la humedad relativa ( $\phi$ ) del ambiente. Como se observa en las Figura 63 y Figura 64, la temperatura a la salida del colector y el rendimiento de éste no se ven afectados por las fluctuaciones de humedad relativa en el ambiente. Sin embargo, la humedad sí tiene especial influencia en la eficacia de secado.

Atendiendo a la Figura 65, la eficacia de secado presenta un crecimiento exponencial con la humedad relativa. Los resultados obtenidos en un secadero situado en un clima excesivamente húmedo, y con aire precalentado en el colector solar, multiplicar por 13 la capacidad de secado de la corriente de aire entrante (si  $\phi \approx 90 \%$ ).

## 6. Resultados

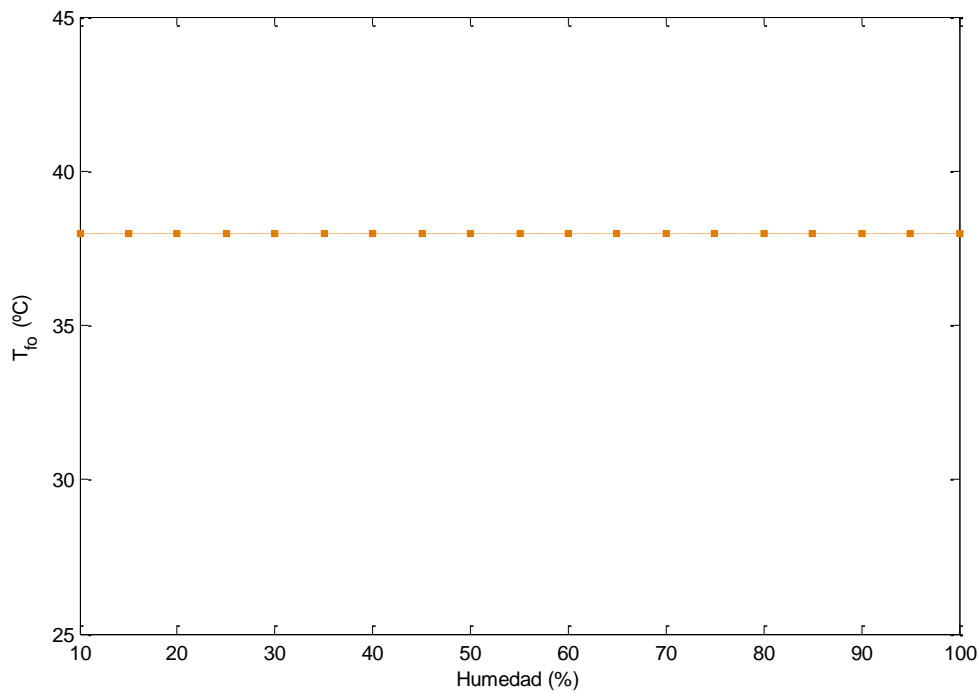


Figura 63. Temperatura del aire a la salida del colector en función de la humedad relativa.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

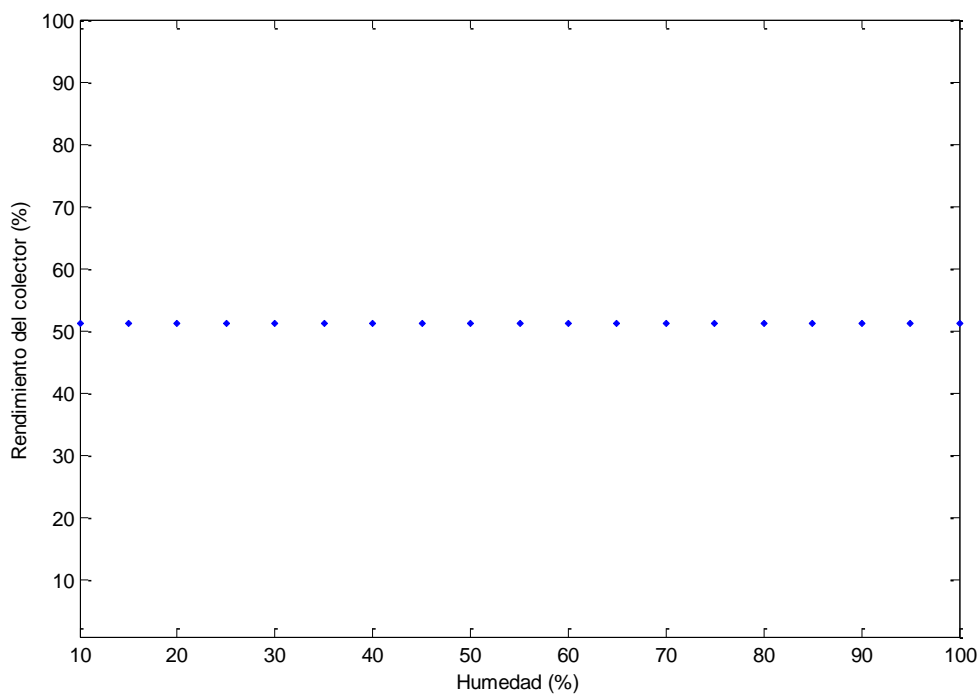


Figura 64. Rendimiento en función de la humedad relativa.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).



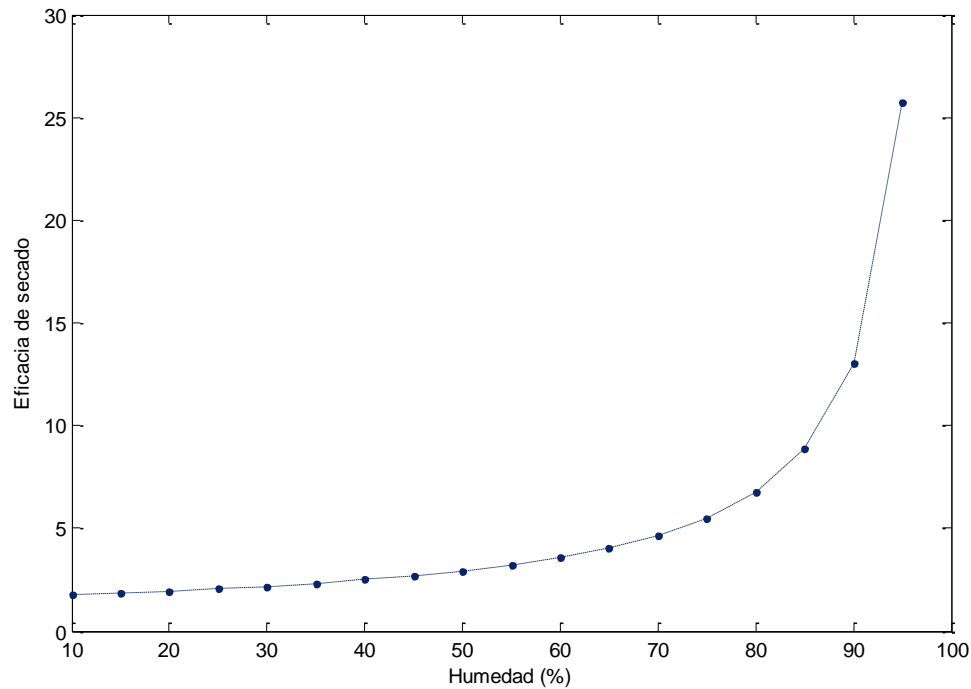


Figura 65. Eficacia de secado en función de la humedad relativa.  
Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Resumiendo, se puede decir que en general los colectores solares con secciones de paso pequeñas y de grandes dimensiones (longitud y anchura) funcionan mejor. Sin embargo, en la práctica esto no es viable ya que existe una limitación del tamaño debido a la necesidad de transportabilidad de los secaderos, la escasez de recursos y por la baja inversión que caracteriza este tipo de instalaciones, por lo que los materiales utilizados se tienen que ajustar al máximo.

En cuanto al caudal de aire, lo más conveniente es seleccionarlo para regular la temperatura de salida según los requerimientos del producto a secar y ajustarlo en función de las demás variables de diseño y operación.

En los climas cálidos, con altas temperaturas ambiente y elevada irradiación solar, la mejora del colector sobre el ambiente se reduce puesto que el aire atmosférico tiene suficiente capacidad para secar.

## 6.2. RESULTADOS A PARTIR DE DATOS EXPERIMENTALES

En este apartado se presentan los resultados del proceso de secado (capacidad y eficacia de secado) partiendo de los datos experimentales de los lugares que se han empleado para validar el modelo: India (Mohanraj et al. 2009) y Burkina Faso (Dissa et al. 2009).

## 6.2.1. Capacidad de secado

### 6.2.1.1. India

En el caso del secadero solar de la Universidad de Karunya, en Pollachi, India (Mohanraj et al. 2009), se obtenían temperaturas a la salida del colector elevadas, garantizando buenos resultados en el posterior proceso de secado, como se observa en la Figura 66.

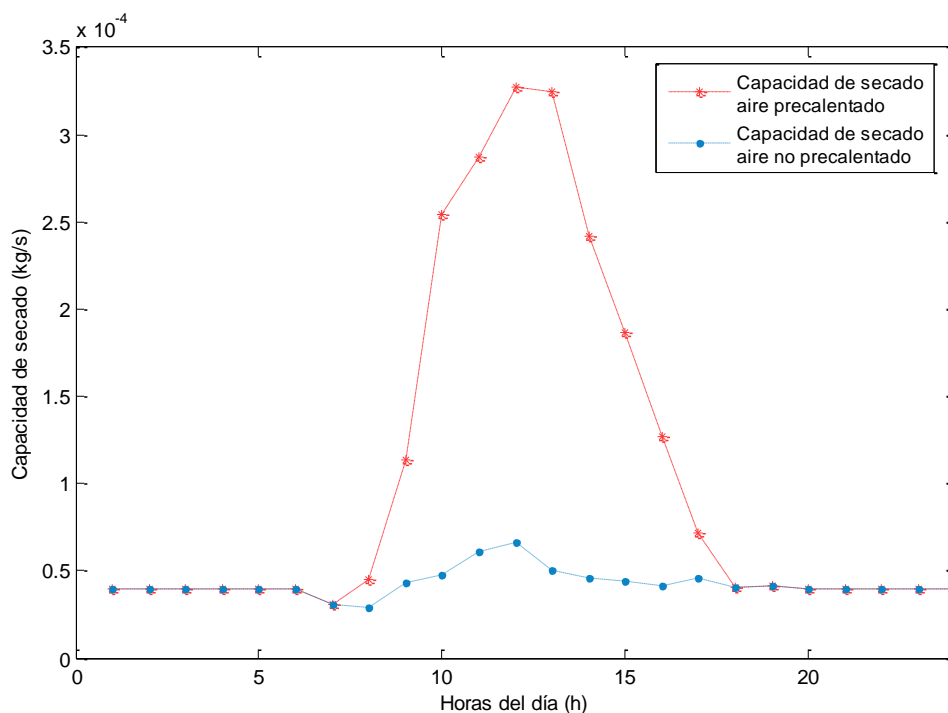


Figura 66. Comparación de la capacidad de secado con aire precalentado o no a la entrada de la cámara de secado a lo largo de un día en India. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

En la figura anterior se puede ver cómo de ventajoso es introducir aire precalentado a la cámara de secado. La diferencia de la capacidad de secado entre los casos con y sin aire precalentado es considerable, especialmente entre las 9:00 y las 17:00 horas, coincidiendo con los valores más elevados de irradiación.

Atendiendo a los datos mostrados en la Figura 66, se observa que la máxima capacidad de secado con aire precalentado es  $3,268 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ , esto es  $1,177 \text{ kg/h}$ , lo que significa que en 1 hora el sistema es capaz de evaporar 1,177 kilogramos de agua; mientras que la máxima capacidad de secado con aire sin calentar, el máximo es de  $0,6628 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ , es decir,  $0,239 \text{ kg/h}$ . Por tanto, es muy conveniente emplear aire precalentado en este tipo de instalaciones.

Durante las horas de luz, la capacidad de secado con aire precalentado media es de  $1,36 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ , lo que significa que en algo más de un cuarto de hora se ha conseguido evaporar 136 gramos de agua aproximadamente.

### 6.2.1.2. Burkina Faso

En el secadero solar instalado en Burkina Faso (Dissa et al. 2009), las temperaturas a la salida del colector son más moderadas que en India, aunque siguen siendo lo suficientemente elevadas para asegurar el correcto funcionamiento de la cámara de secado.

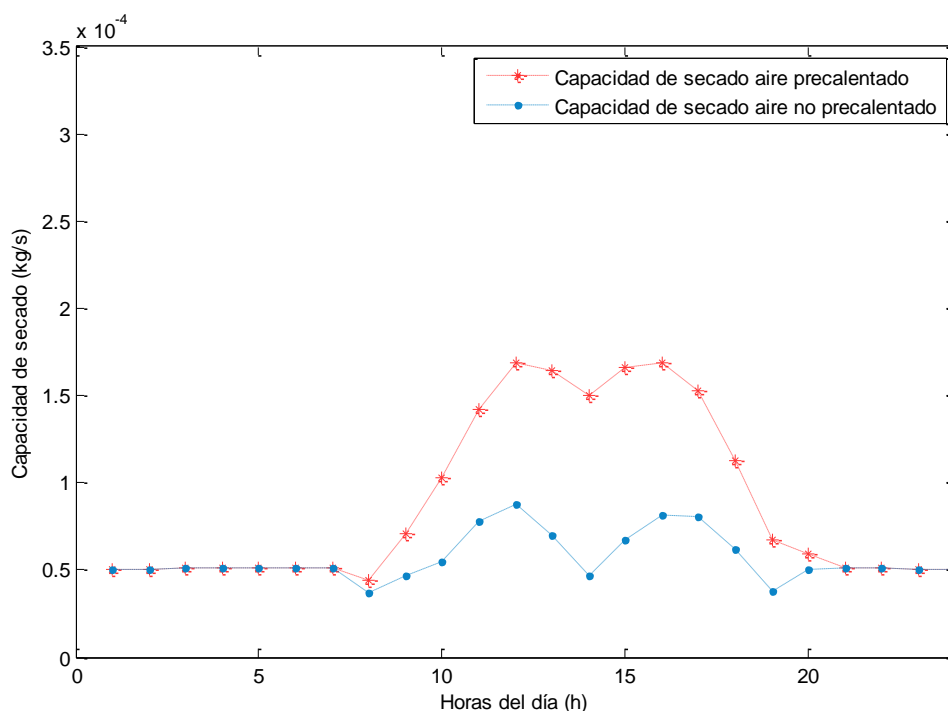


Figura 67. Comparación de la capacidad de secado con aire precalentado o no a la entrada de la cámara de secado en Burkina Faso. Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

En la figura anterior se observa cómo la diferencia entre las capacidades de secado con y sin aire precalentado no es tan significativa como en el caso de India, aunque no por ello deja de ser importante.

A lo largo de todo el día se obtienen valores de capacidad de secado mayores para el caso de aire precalentado respecto al ambiente. El valor máximo de la capacidad de secado del aire precalentado es  $1,69 \times 10^{-4}$  kg/s, esto significa, que en 1 hora se ha evaporado ya 0,61 kilogramos de agua, cifra muy positiva para los productores de zonas rurales que obtendrán grandes beneficios gracias al uso de aire precalentado.

A las 14:00 horas y a las 19:00 horas hay una disminución repentina, originada por las fluctuaciones en la humedad del ambiente en Ouagadougou.

### 6.2.2. Eficacia de secado

Partiendo de los datos de los estudios que se han empleado para validar el modelo teórico del cálculo de la temperatura a la salida del colector (ver capítulo 4), se ha obtenido la eficacia de

secado para valorar la mejora que supone en cada lugar estudiado precalentar el aire en el colector solar.

### 6.2.2.1. India

A continuación se muestra una gráfica con la eficacia de secado instantánea a cada hora del día en Pollachi, la India, donde se realizó el primer caso práctico de estudio (Mohanraj et al. 2009).

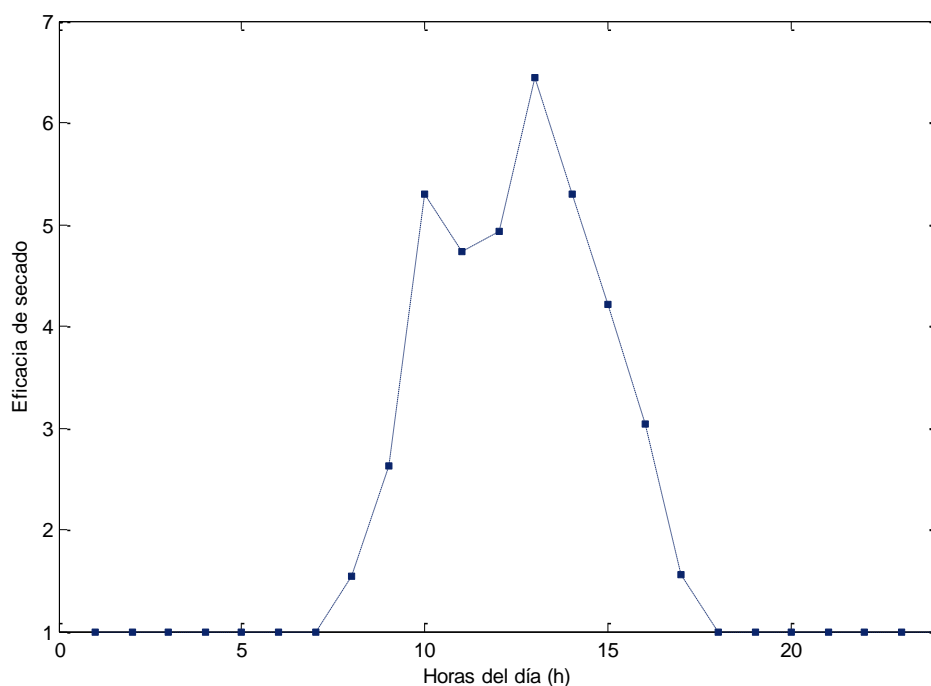


Figura 68. Evolución de la eficacia de secado a lo largo del día (1 de enero) en India.

Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

Se puede observar que la mejora que supone introducir aire precalentado al secadero, en lugar de coger aire directamente del ambiente, es muy relevante, llegando a alcanzar capacidades de secado seis veces mayores que sin el precalentamiento de aire en las horas centrales del día.

En las horas nocturnas no trabaja el colector, por lo que la mejora es nula. Considerando las horas de luz, la eficacia media de secado en el secadero solar de la India es de 2,19.

### 6.2.2.2. Burkina Faso

La siguiente figura muestra el comportamiento del parámetro de mejora definido, la eficacia de secado, a lo largo de un día típico de primavera en Burkina Faso (Dissa et al. 2009).

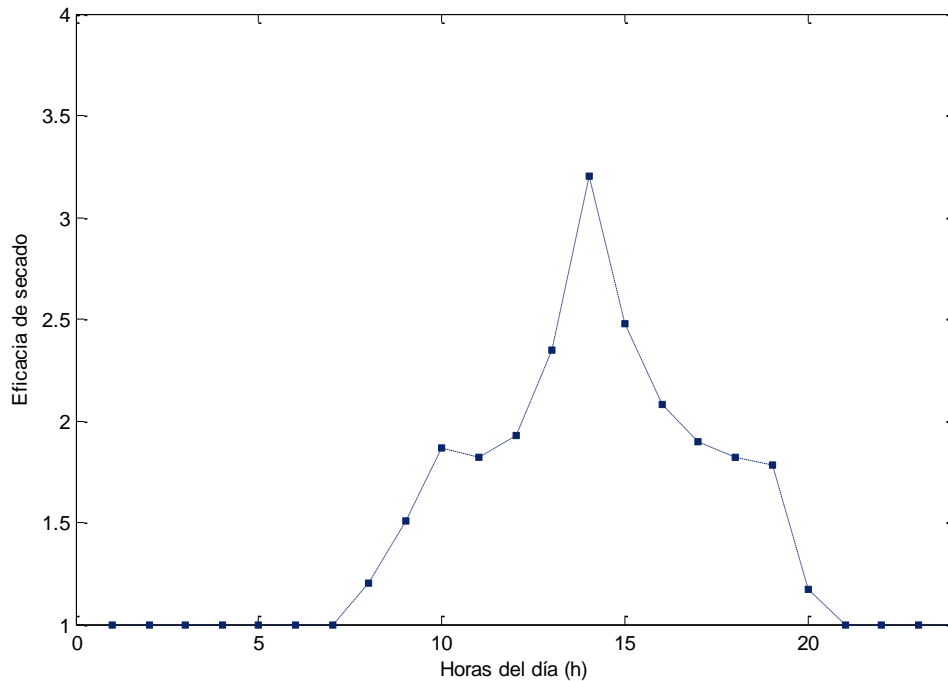


Figura 69. Evolución de la eficacia de secado a lo largo del día (15 de mayo) en Burkina Faso.  
Fuente: Elaboración propia (MATLAB, 2013).

La ventaja de introducir aire precalentado al secadero se hace más pronunciada en las horas centrales del día, cuando se obtienen mayores temperaturas a la salida del colector solar. Entonces se localiza el punto máximo ( $\varepsilon_s = 3,21$ ), con una eficacia de secado que triplica la capacidad de secado respecto al ambiente.

Considerando que durante la noche la mejora es nula, la eficacia media es de 1,50 aproximadamente; esto significa que el efecto del aire precalentado multiplica por 1,5 los resultados obtenidos en la cámara de secado.

## 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

El uso de secaderos solares de productos agrícolas es una de las tecnologías apropiadas más habituales en países en vías de desarrollo.

En el marco de las tecnologías apropiadas, con las restricciones que presentan sus características, se ha desarrollado un modelo teórico para caracterizar el proceso de calentamiento y la capacidad de secado de un secadero solar activo (convección forzada) de tipo distribuido protegiendo así al máximo los productos agrarios. El secadero está localizado en zonas rurales, de forma que se ayude a los pequeños productores a mejorar la calidad del proceso de secado y con ello, la calidad de sus productos.

Siendo el proceso de secado una operación básica que pretende reducir la humedad de un producto, se aprovecha la energía solar renovable para calentar el aire que entra a la cámara de secado utilizando un colector solar plano, cumpliendo de este modo con las especificaciones que caracterizan las tecnologías apropiadas: larga duración, robustez, sin cualificación técnica elevada, sostenibilidad, aprovechamiento de los recursos disponibles, inversión y costes de operación mínimos...

Se ha desarrollado un modelo matemático basado en un balance energético en el colector para calcular la temperatura del aire a la salida del colector solar. Las variables de entrada al modelo son, por un lado, las condiciones climáticas del lugar en el que está localizado el secadero solar, esto es, la temperatura y humedad del ambiente, la irradiación solar sobre el plano inclinado (previo cálculo), la velocidad del viento; y por otro, los parámetros de diseño del colector, sus dimensiones (sección, longitud y anchura), el caudal de aire y las características de los materiales empleados.

Este modelo matemático, implementado en MATLAB, se ha validado con datos experimentales de India (Mohanraj et al. 2009) y Burkina Faso (Dissa et al. 2009). El error relativo medio obtenido es menor que el 6 %, considerando solo las horas de luz ya que por la noche el colector no trabaja. Por tanto, se puede afirmar que el modelo permite simular el proceso con errores relativamente pequeños, lo que significa que el modelo desarrollado en este trabajo es válido bajo las hipótesis planteadas, cumpliendo así con los objetivos de partida. Esto permite obtener resultados satisfactorios simulando el proceso en otros lugares y con diferentes condiciones de diseño y operación.

El resultado del modelo teórico desarrollado en el colector se ha utilizado para calcular la capacidad de secado del aire, que es el parámetro que indica cuánto caudal másico de agua (contenida en los productos a secar) es capaz de extraer la corriente de aire que circula en la cámara de secado. Para ello ha sido necesario estudiar el proceso de saturación adiabática que tiene lugar en la cámara, asumiendo que se extrae la humedad superficial y que la difusión del agua en el interior del producto no limita la cinética del proceso. Utilizando los datos de los experimentos empleados para la validación del modelo, se han obtenido los resultados de las capacidades de secado en cada caso, proponiendo mejoras en base al estudio paramétrico posterior.

## 7. Conclusiones y trabajos futuros

La temperatura del aire máxima a la entrada del colector situado en la India es de 35 °C, obteniendo en esa misma hora la máxima temperatura a la salida del colector, 62,07 °C. En este caso, las máximas diferencias entre las temperaturas a la entrada y la salida del colector tienen lugar entre las 12 y las 13 horas de la mañana, coincidiendo con las máximas diferencias de temperatura a la entrada y salida de la cámara de secado. En el experimento de Burkina Faso, por su parte, la temperatura del ambiente más alta para el día típico del caso es 37,50 °C y corresponde con la máxima temperatura a la salida del colector, 48,69 °C.

Además, se ha definido un parámetro, denominado eficacia de secado, que evalúa la mejora de la capacidad del aire precalentado en el colector sobre el ambiente. Del mismo modo que para la capacidad de secado, se han obtenido resultados a partir de los casos prácticos analizados, en India se obtienen capacidades de secado con aire precalentado hasta 6 veces más grandes que si se utiliza aire ambiente; mientras que en Burkina Faso, la mejora no es tan acusada, pero aún así, es muy importante ya que se llega a triplicar el valor de la eficacia gracias al efecto del colector en el secadero solar.

La capacidad de secado máxima en India es  $3,27 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$  y en Burkina Faso  $1,69 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ , esta diferencia se debe a las humedades existentes en cada lugar. Los mayores valores de eficacia de secado en cada país, coinciden, en tiempo, con los puntos máximos de capacidad de secado, alcanzando para el primer caso hasta un 6,44, mientras que en Burkina Faso la eficacia de secado alcanza 3,21, lo que significa que el aire que calienta tiene una capacidad de secado 3 veces mejor que el ambiente, siendo este hecho muy positivo.

Uno de los mayores inconvenientes de trabajar con energía solar es la inestabilidad de los datos, ya que dependen del clima del lugar en el que esté situado el secadero. Por ello conviene estudiar el análisis paramétrico, para valorar la influencia de las variables climáticas en los parámetros característicos del colector.

El análisis paramétrico se ha realizado en base a un caso nominal establecido para estudiar cómo afectan las variaciones de las condiciones de diseño y operación al funcionamiento del colector fijando una de ellas. Este análisis indica que:

- Temperatura del aire a la salida del colector:  
La temperatura del aire a la salida del colector es mayor cuanto más largo o más ancho es éste, ya que el tiempo de residencia aumenta. También aumenta la temperatura para caudales máxicos bajos porque hay que calentar menos masa de aire y para secciones de paso pequeñas.  
La temperatura a la salida aumenta linealmente con la temperatura ambiente y la irradiación solar. Sin embargo, la temperatura disminuye con la rapidez del viento ya que este ocasiona más pérdidas.
- Rendimiento del colector solar:  
El rendimiento disminuye ligeramente para altos valores de la velocidad del viento, irradiación solar, temperatura ambiente y grandes dimensiones del colector. Solo mejora a caudales elevados.  
La humedad del ambiente no afecta a la temperatura del aire a la salida ni al rendimiento del colector.

## 7. Conclusiones y trabajos futuros

---

- Eficacia de secado:

La eficacia de secado se ve favorecida con caudales y secciones de paso bajos, y longitudes y anchuras de colector altas. Se puede decir que existe un valor límite de caudal másico a partir del cual ya no se consiguen mejoras en la eficiencia del secadero, para el caso nominal empleado. En cuanto a las condiciones de operación, se obtienen valores mayores de eficacia para temperaturas ambiente y velocidades de viento bajas, aunque se mantiene en un rango aceptable. Mientras que, tanto con la irradiación solar como con la humedad ambiente, la eficacia experimenta un crecimiento rápido y destacable, en el primer caso (irradiación) el crecimiento es lineal, mientras que en el caso de la humedad, este crecimiento es exponencial.

Al trabajar con energía solar, es conveniente mantener cierto margen de seguridad en cuanto a los requerimientos de temperatura en el secado de los productos, puesto que a lo largo del día existen fluctuaciones que no se pueden controlar. En líneas generales se puede decir que los días sin viento y con alta irradiación solar, la temperatura a la salida del colector es mayor que para los días nublados y ventosos.

En cuanto a los trabajos futuros, en línea con el modelo teórico desarrollado en este Trabajo, habría que estudiar en profundidad cómo se propagan los errores respecto a la práctica en el interior de la cámara de secado. Asimismo, habría que mejorar el modelo incluyendo términos capacitivos (transitorios). Estos resultados se podrían validar con experimentos de la literatura, o bien, construyendo un prototipo y realizando diferentes simulaciones.

Para ampliarlo aún más, se podrían elegir los productos agrícolas típicos de algunas zonas y realizar un estudio en profundidad de su secado en la cámara, partiendo de los datos del colector obtenidos en el modelo desarrollado en el presente trabajo. Entonces, se podría analizar la influencia de la hipótesis que considera que los productos presentan agua en su superficie sin que afecte la difusión.



## GLOSARIO

<b><i>Término</i></b>	<b><i>Definición</i></b>	<b><i>Unidades</i></b>
$A$	Área de contacto	$m^2$
$A_{col}$	Área del colector	$m^2$
$A_s$	Área de paso del fluido	$m^2$
$C_p$	Calor específico	$J/kg\ ^\circ C$
$\Delta H_{fs}$	Entalpía del cambio de fase	$W/m^2\ ^\circ C$
$\Delta x$	Distancia recorrida en el colector	$m$
$D_h$	Diámetro hidráulico	$m$
$e$	Espesor	$m$
$F'$	Factor de eficiencia del colector	
$\phi$	Humedad relativa	$\%$
$F_R$	Factor de disipación en el colector	
$G_o$	Constante solar corregida	$W/m^2$
$G_s$	Constante solar, $G_s=1.367$	$W/m^2$
$h_1$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire	$W/m^2\ ^\circ C$
$h_2$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la placa y el aire	$W/m^2\ ^\circ C$
$h_r$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta	$W/m^2\ ^\circ C$
$I_b$	Radiación directa	$W/m^2$
$I_d$	Radiación difusa	$W/m^2$
$I_{med}$	Radiación sobre el plano horizontal	$W/m^2$
$I_o$	Irradiación extraterrestre	$W/m^2$
$I_{tilted}$	Radiación sobre el plano inclinado	$W/m^2$
$K$	Conductividad térmica	$W/m^2$
$K_t$	Índice de transparencia atmosférica	$W/m^2$
$L$	Longitud del colector	$m$
$L_c$	Longitud característica	$m$
$\dot{m}$	Caudal másico de fluido de trabajo	$kg/s$
$m_a$	Masa de aire seco	$kg$
$m_v$	Masa de vapor de agua	$kg$
$n$	Días del año	$día$
$\eta_{col}$	Rendimiento del colector	
$\omega_h$	Ángulo horario	$^\circ$
$P$	Presión	$Pa$
$P_{atm}$	Presión atmosférica	$Pa$
$Pr$	Número adimensional de Prandtl	
$P_s$	Perímetro del área de paso del fluido	$m$
$P_v$	Presión parcial del vapor	$Pa$
$P_{vs}$	Presión de saturación	$Pa$
$Q_u$	Calor útil	$W$
$q_u$	Calor útil por unidad de área	$W/m^2$

## Glosario

$R$	Constante universal de los gases ideales	$J/K \text{ mol}$
$R_b$	Factor geométrico	
$Re$	Número adimensional de Reynolds	
$R_{eq}$	Resistencia térmica equivalente	$m^2 \cdot K / \cdot W$
$s$	Sección de paso del colector	$m$
$S$	Irradiación solar	$W/m^2$
$T_a$	Temperatura del ambiente	$^{\circ}C$
$T_c$	Temperatura de la cubierta	$^{\circ}C$
$T_{db}$	Temperatura de bulbo seco	$^{\circ}C$
$T_f$	Temperatura del fluido	$^{\circ}C$
$T_{fi}$	Temperatura del fluido a la entrada del colector	$^{\circ}C$
$T_{fo}$	Temperatura del fluido a la salida del colector	$^{\circ}C$
$T_{in}$	Temperatura del aire a la entrada del secadero	$^{\circ}C$
$T_{\infty}$	Temperatura del fluido lejos de la superficie	$^{\circ}C$
$T_{out}$	Temperatura del aire a la salida del secadero	$^{\circ}C$
$T_p$	Temperatura de la placa	$^{\circ}C$
$T_R$	Temperatura de rocío	$^{\circ}C$
$T_{sat}$	Temperatura de saturación	$^{\circ}C$
$T_{sup}$	Temperatura de una superficie cualquiera	$^{\circ}C$
$T_{wb}$	Temperatura de bulbo húmedo	$^{\circ}C$
$U_b$	Coefficiente global de pérdidas inferiores	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}C$
$u_f$	Velocidad del fluido	$m/s$
$U_L$	Coefficiente global de pérdidas en el colector	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}C$
$Nu$	Número adimensional de Nusselt	
$U_t$	Coefficiente global de pérdidas superiores	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}C$
$v_w$	Velocidad del viento	$m/s$
$W$	Anchura del colector	$m$
$\omega$	Relación de humedad	
$\omega_s$	Ángulo de salida y puesta de Sol	$^{\circ}$
$\omega_{st}$	Ángulo de salida y puesta de Sol sobre el plano inclinado	$^{\circ}$
$\omega_{sz}$	Ángulo de salida y puesta de Sol sobre el plano horizontal	$^{\circ}$
$x$	Posición a lo largo del colector	$m$

## SUBÍNDICES

<b><i>Término</i></b>	<b>Definición</b>	<b><i>Término</i></b>	<b>Definición</b>
<i>a</i>	Aire	<i>g</i>	Gas
<i>ais</i>	Aislante	<i>in</i>	Entrada de la cámara de secado
<i>c</i>	Cubierta	<i>o</i>	Referencia
<i>col</i>	Colector	<i>out</i>	Salida de la cámara de secado
<i>cv</i>	Convección	<i>p</i>	Placa
<i>exp</i>	Experimental	<i>rad</i>	Radiación
<i>e</i>	Exterior	<i>ref</i>	Referencia
<i>f</i>	Fluido	<i>sat</i>	Saturación
<i>fi</i>	Fluido a la entrada del colector	<i>teo</i>	Teórico
<i>fo</i>	Fluido a la salida del colector	<i>v</i>	Vapor
		<i>w</i>	Agua

## SÍMBOLOS GRIEGOS

<b><i>Término</i></b>	<b>Definición</b>	<b><i>Unidades</i></b>
<i><math>\alpha</math></i>	Absortibilidad	
<i><math>\alpha_t</math></i>	Difusividad térmica del fluido	$m^2/s$
<i><math>\beta</math></i>	Ángulo de inclinación del colector	$^\circ$
<i><math>\delta</math></i>	Declinación	$^\circ$
<i><math>\varepsilon</math></i>	Emisividad del material	
<i><math>\lambda</math></i>	Latitud	$^\circ$
<i><math>\mu</math></i>	Viscosidad dinámica del fluido	$kg/m\ s$
<i><math>\rho</math></i>	Densidad	$kg/m^3$
<i><math>\sigma</math></i>	Constante de Stefan Boltzmann, $5,67\ 10^{-8}$	$W/m^2K^4$
<i><math>\tau</math></i>	Transmisividad	
<i><math>v</math></i>	Volumen específico	$m^3/kg$

## BIBLIOGRAFÍA

### Bibliografía básica

Almada, M., Cáceres, M., Machaín-Singer, M., Claude, J. (2005), *Guía de uso de secaderos solares para frutas, legumbre, hortalizas, plantas medicinales y carnes*. Fundación Celestina Pérez de Almada.

Blanco, J. (2002), “Desarrollo de colectores solares CPC para aplicaciones foto-químicas de degradación de contaminantes persistentes en agua”, *Tesis Doctoral, Plataforma Solar de Almería. CIEMAT*.

Boughali, S., Benmoussa, H., Bouchekima, B., Mennouche, D., Bouguettaia, H., Bechki, D. (2009), “Crop drying by indirect active hybrid solar – Electrical dryer in the eastern Algerian Septentrional Sahara”, *Solar Energy* 83; 2223-2232.

Çengel, Y. A. (2007), *Transferencia de calor y masa: un enfoque práctico*. McGraw Hill.

Çengel, Y. A. (2012), *Termodinámica*. McGraw Hill.

Costa, J. M. (2005), *Diccionario de química física*. Díaz de Santos.

De Juana, J. M. y Francisco, A. (2003), *Energías renovables para el desarrollo*. Paraninfo.

Dissa, A. O., Bathiebo, J., Kam, S., Savadogo, P. W., Desmorieux H., Kouliadiati, J. (2009), “Modelling and experimental validation of thin layer indirect solar drying of mango slices”, *Renewable Energy* 34; 1000-1008.

Duffie, J. A. and Beckmann, W. A. (2006), *Solar Engineering of Thermal Processes, Third Edition*. Wiley.

Ekechukwu, O. V. and Norton, B. (1999a), “Review of solar-energy drying systems I: An overview of drying principles and theory”, *Energy Conversion & Management* 40; 593-613.

Ekechukwu, O. V. and Norton, B. (1999b), “Review of solar-energy drying systems II: An overview of solar drying technology”, *Energy Conversion & Management* 40; 651-655.

Ekechukwu, O. V. and Norton, B. (1999c), “Review of solar-energy drying systems III: low temperature air heating solar collectors for crop drying”, *Energy Conversion & Management* 40; 657-667.

El-Sebaei, A. A., Shalaby, S. M. (2012), “Solar drying of agricultural products: a review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16; 37-43.

Erbs, D. G., Klein, S. A., Duffie, J. A. (1982), “Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation”, *Solar Energy* 28.

- Henriksson, R., y Gustafsson, G. (1986), "Use of solar collectors for drying agricultural crops and for heating farm buildings", *Energy in Agriculture, Volume 5, Issue 2*; 139–150
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P. (1999), *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación.
- Iqbal, M. (2012), *An Introduction to Solar Radiation*. Elsevier.
- Izquierdo, M. (2013), "Sistemas térmicos de energía solar para la producción de calor y frío", *Universidad Carlos III de Madrid*.
- Izquierdo, M. (2013-2014), "Apuntes de Energías Renovables", *Universidad Carlos III de Madrid*.
- Joshi, C. B., Pradhan, B. D., y Pathak, T. P. (2000), "Application of solar drying systems in rural Nepal", *World Renewable Energy Congress VI (WREC 2000)*; 2237-2240.
- Kays, W. M. and Crawford, M. E. (1980), *Convective Heat and Mass transfer*, 2<sup>nd</sup> ed. Mc Graw Hill.
- Kneule, F. (1982), *El Secado*. Ediciones Urmo.
- López, J. M. (2006), "Energía Solar Térmica, de la serie Manuales de Energías Renovables", *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*.
- Martínez, I. (1992), *Termodinámica básica y aplicada*. Dossat.
- Mc Adams, W. H. (1954), *Heat Transmission*, 3<sup>rd</sup> ed. Mc Graw Hill.
- Mercer, W. E., Pearce, W. M., Hitchcock (1967), *Trans. ASME J. Heat Transfer*; 89, 251.
- Mohanraj, M. and Chandrasekar P. (2009), "Performance of forced convection solar drier integrated with gravel as heat storage material for chili drying", *Journal of engineering science and technology, Vol. 4, n° 3* ; 305-314.
- Montero, I. (2005), "Modelado y construcción de un secadero solar híbrido para residuos biomásicos", *Tesis Doctoral, Universidad de Extremadura*.
- Moran, M. J. and Saphiro, H. N. (2004), *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverte.
- Mujumdar, A. S. (2006), *Handbook of Industrial Drying, Third Edition*. CRC Press.
- Müller, J., Román, R., Nagle, M., Leis, H., Janjai, S., Mahayothee, B., Haewsungcharoen, M. (2009), "Potential of roof-integrated solar collectors for preheating air at drying facilities in Northern Thailand", *Renewable Energy* 34; 1661–1667.
- Mustayen, A. G. M. B., Mekhilef, S., Saidur, R. (2014), "Performance study of different solar dryers: a review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 34; 463-470.
- Naphon, P. and Kongtragool, B. (2003), "Theoretical study on heat transfer characteristics and performance of the flat plate solar air heaters", *Heat Mass Transfer, Vol. 30, n° 8*; 1125-1136.

## Bibliografía

- Njomo, D. and Dagenet, M. (2006), "Sensitivity analysis of thermal performances of flat plate solar air heaters", *Heat Mass Transfer* 42; 1065-1081.
- Pérez-Foguet, A., Velo, E., Sneij, J., Camaño, E., Egido, M. A. (2006), *Tecnologías de la energía para el desarrollo. Ingeniería aplicada a la cooperación para el desarrollo, volumen 3*. Asociación Catalana de Ingeniería Sin Fronteras.
- Saif-Ul-Rehman, M. (1967), "Prospects and limitations of solar energy utilization in developing countries", *Solar Energy, Vol. 11, Issue 2*; 98-108.
- Sharma, V., Colangelo, A., Spagna, G. (1995), "Experimental investigation of different solar dryers suitable for fruit and vegetable drying", *Renewable Energy, Volume 6, Issue 4*; 413-424.
- Singh, S. and Kumar, S. (2012), "Development of convective heat transfer correlations for common designs of solar dryer", *Energy Conversion and Management* 64; 403-414.
- Tabor, H. (1958), "Radiation, convection and conduction coefficients in solar collectors", *Bul. Res Coun. Of Israel Vol 6C*; 156-176.
- Velo, E., Sneij, J., delcos, J. (2006), *Energía, participación y sostenibilidad. Tecnología para el desarrollo humano*. Asociación Catalana de Ingeniería Sin Fronteras.
- VijayaVenkataRaman, S., Iniyan, S., Goic, R. (2012), "A Review of solar drying technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16; 2652-2670.
- Zahed, A., Bashir, M., Khalifa, A. (1988), "A perspective of solar drying of crops– A country profile", *Solar & Wind Technology, Vol. 5, issue 3*; 249-262.

## Webgrafía básica

- Ambientum, el portal profesional del medio ambiente,  
[http://www.ambientum.com/enciclopedia\\_medioambiental/energia/El\\_Sol\\_fuente\\_basica\\_de\\_energia.asp](http://www.ambientum.com/enciclopedia_medioambiental/energia/El_Sol_fuente_basica_de_energia.asp) [último acceso 07/12/14]
- American Geophysical Union, <http://www.agu.org/revgeophys/entek00/entek00.html> [último acceso 11/02/15]
- AMT Solar, <http://www.amt-solar.com/> [último acceso 05/12/14]
- Appropedia, [http://www.appropedia.org/Appropriate\\_technology](http://www.appropedia.org/Appropriate_technology) [último acceso 22/01/15]
- Centro de Estudios de la Energía Solar, <http://www.censolar.es/> [último acceso 07/12/14]
- Energía solar térmica, <http://www.energiasolartermica.biz/> [último acceso 07/12/14]
- J. M. Corberán y R. Royo. Introducción a la convección, *Universidad Politécnica de Valencia*.  
<http://www.upv.es/upl/U0296621.pdf> [último acceso 18/01/15]

## Bibliografía

Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural, *Dpto. de Agricultura de la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO)*,  
<http://www.fao.org/docrep/x5027s/x5027S0n.htm> [último acceso 10/02/15]

Monografías.com, <http://www.monografias.com/> [último acceso 13/02/15]

Open Course Ware, Ciencias tecnológicas, <http://ocw.unia.es/ciencias-tecnologicas/caracterizacion-y-evaluacion-de-la-radiacion-solar/tema-2> [último acceso 05/12/14]

Página web de la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO), <http://www.fao.org/docrep/x5058S/x5058S04.htm> [último acceso 10/02/15]

Pequeñas economías en desarrollo: características y vulnerabilidad,  
<http://www.fao.org/docrep/005/Y3733S/y3733s0f.htm> [último acceso 10/02/15]

Tabla de conductividades térmicas,  
[http://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente\\_de\\_conductividad\\_t%C3%A9rmica](http://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_conductividad_t%C3%A9rmica) [último acceso 02/02/15]

Tabla de emisividades de materiales comunes,  
<http://www.isotest.es/web/News/Tecnologias/Termografia/tabla%20de%20emisividades.htm>  
[último acceso 02/02/15]

Wikipedia, la enciclopedia libre, <http://www.wikipedia.org/> [último acceso 15/02/15]

## Webgrafía complementaria

Asociación Ingeniería Sin Fronteras, <https://www.isf.es> [último acceso 08/02/15]

Boletín Oficial del Estado, <http://www.boe.es/> [último acceso 10/02/15]

División de Estadística de las Naciones Unidas, <http://data.un.org/> [último acceso 10/02/15]

Energías para el Desarrollo. Boletín 152, verano 2003. Manos Unidas.  
[http://www.manosunidas.org/publicaciones/boletines/boletin\\_zip/BOLETIN%20152.pdf](http://www.manosunidas.org/publicaciones/boletines/boletin_zip/BOLETIN%20152.pdf)  
[último acceso 08/02/15]

Fundación Energía Sin Fronteras, <http://energiasinfronteras.org/> [último acceso 08/02/15]

Naciones Unidas, <http://www.un.org/es/> [último acceso 10/02/15]

Recursos académicos, <https://lopezva.wordpress.com> [último acceso 26/01/15]

Shyam S. Nandwani, “Secaderos solares en Costa Rica – Experiencia Personal”, *Ph.D.*, 2013,  
<https://doctornandwanisolarcook.files.wordpress.com/2013/07/fsecadosol0713.pdf> [último acceso 18/01/15]



---

**Bibliografía**

Tecnologías para la autosuficiencia de energía,  
[http://cinu.mx/minisitio/Cultura\\_de\\_Paz/10.1ManualMejoramientoViviendaTila.pdf](http://cinu.mx/minisitio/Cultura_de_Paz/10.1ManualMejoramientoViviendaTila.pdf) [último  
acceso 18/01/15]



## ANEXOS

A continuación se muestran los códigos implementados en MATLAB que se han empleado en el presente Trabajo. Se muestran con los datos de un caso concreto (Burkina Faso: Dissa et al. 2009), no obstante, es el mismo código que se emplea para todos los casos presentados.

- Programa principal desarrollado desde el que se llama a las funciones.
- Subprograma *Irrradiación*, para modelar la irradiación del Sol en la superficie inclinada del colector.
- Función *Colector*, desarrollada para la modelización de la temperatura del aire a la salida del colector. Se emplea un proceso iterativo.
- Función *Secadero*, para simular el proceso de saturación adiabática que tiene lugar en el interior de la cámara de secado. Se emplea el método numérico Newton-Raphson.
- Subprograma *Análisis Paramétrico*, empleado para estudiar los parámetros que caracterizan el funcionamiento de los secaderos solares. Se muestra el análisis paramétrico de la temperatura del ambiente.

## PROGRAMA PRINCIPAL

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VALIDACIÓN DEL MODELO - BURKINA FASO %%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
% Limpiamos memoria y graficas  
clear all  
close all
```

### 1 INICIALIZACION

Introduccion de los datos correspondientes al caso de Burkina Faso

```
mp = 0.022;  
ep = 0.05;  
Lp = 2.02;  
wp = 0.85;  
v_wp = 3;  
  
Patm = 101300;  
P_0 = 2810;  
T_0 = 295;  
Hfs = 2446.44*1000;  
R = 287;  
Cp = 1.0063*10^3;  
  
Edry = []; Tresult = []; Rcol = []; wcresult=[]; wsresult=[]; horas = [1:1:25];
```

### 2 Manteniendo todo constante se varia la irradiación solar, S:

Radiacion solar sobre el plano inclinado a lo largo del dia (datos dia tipico)

```
v_It = [0 0 0 0 0 0 0 49.8409 211.3273 414.0267 610.9795 773.4767 866.4250  
895.5525 872.4026 784.8452 637.9278 430.8923 223.6626 59.7156 0 0 0 0 0];  
tao_alpha = 0.82;  
v_Sp = tao_alpha * v_It;  
  
% Temperatura ambiente a lo largo del dia estudiado  
v-Ta = [25 25 25.8 25.8 25.8 25.8 25.8 25.8 25.8 30 32 34 35 36 37.5 37.5 37 36  
35 25.8 25.8 25.8 25 25 25];  
% Humedad relativa del ambiente a lo largo del dia (datos dia tipico)  
v_Fi = [0.49 0.49 0.49 0.49 0.49 0.49 0.49 0.49 0.62 0.53 0.51 0.38 0.35 0.46 0.62  
0.50 0.42 0.42 0.52 0.68 0.50 0.49 0.49 0.49 0.49 0.49 ];  
  
% Datos del experimento de India: Temperatura a la salida del colector a lo  
% largo del dia tipico  
v_Toutlet1 = [25 25 25 25 25 25 25 25 25 34 46 55 62 65 65 62 53 43 32 25 25 25  
25 25 25];  
S_error = 0; n_error = 0;  
  
for i=1:length(horas)
```

```
% Asignaciones
Ip = v_It(i); Tap = v-Ta(i)+273; Fip = v_Fi(i);

% Presion de saturacion en condiciones ambiente
Psat_i (i)= P_0 * exp((-Hfs/R) * ((1/Tap) - (1/T_0)));
% Wi
win (i)= 0.622*Fip*Psat_i(i) / (Patm-Fip*Psat_i(i));
wi = Win(i);

% Temperatura a la salida del colector
[Tout rend] = COLECTOR (mp, Ip, Tap, Lp, wp, ep, v_wp) ;
Tresult(i) = Tout; % °C
Rcol(i) = rend*100; % Rendimiento del colector (%)

% Humedad relativa a la salida de la camara de secado en el sistema con
% colector antes de dicha camara
[Wout1 Tsat1] = SECADERO (Tout, wi, Fip); figure(2);
wresult (i) = Wout1;
Tsat(i)=Tsat1;

% Humedad relativa a la salida de la camara de secada en el sistema sin
% colector antes de dicha camara
[Wout2 Tsat2] = SECADERO (Tap, wi, Fip);
wsresult (i) = Wout2;

i=i+1;

end
```

### 3 Error

```
v_Tresult = (Tresult-273); % °C
error = ((v_Tresult-v_Toutlet1)./(v_Toutlet1+273))*100;

for j=1:length(error)
    S_error = S_error + error(j);
    n_error = n_error +1;
end
% Error medio
er_med = S_error/n_error;
```

### 4 Eficacia secadero solar:

```
Edry = (wresult-win) ./ (wsresult-win);
```

### 5 A continuación se muestran los resultados gráficamente

```
% Temperatura del fluido a la salida del colector: Teorico y experimental
% (Burkina Faso) en funcion de las horas de un dia tipico
figure (1)
plot(horas,v_Tresult,'x'), hold on;
```

```
plot(horas,v_Toutlet1,':'), hold on;
plot(horas,v-Ta,'--')
xlabel('Horas del día (h)')
ylabel('Temperaturas (°C)')
legend('Tfo_{teo}', 'Tfo_{exp}','Tfi')

% Irradiación a lo largo del día
figure (2)
plot(horas,v_It, ':')
ylabel ('I_{tilted} (w/m^2)')
xlabel ('Horas del día (h)')

%Temperatura de salida del colector a lo largo del día
figure (3)
plot(horas,v_Tresult, ':')
ylabel ('Tfo_{teo} (°C)')
xlabel ('Horas del día (h)')

% Rendimiento vs horas
figure(4)
plot(horas,Rcol,':') % , hold on;
% plot(horas,Rcol_exp,'x')
ylabel('Rendimiento (%)')
xlabel ('horas')
legend('Rendimiento teórico (%)')

% % Variacion de error vs t
figure (5)
plot(horas,error,':')
xlabel('Horas del día (h)')
ylabel('Error relativo Tfo (%)')

% Tout teorica y Tout experimental (BF) vs horas del dia
figure (6)
plot(horas,v_Toutlet1,'--'),hold on;
plot(horas,v_Tresult,'o'), hold on;
plot(horas,v_It,'x')
xlabel('Horas del día (h)')
ylabel('Tfo_{teo} (°C), Tfo_{exp} (°C), I_{tilted} (w/m^2)')
legend('Tfo_{teo}', 'Tfo_{exp}', 'I_{tilted}')

%Temperatura de entrada y salida del colector a lo largo del día
figure (7)
plot(horas,v_Tresult, ':'), hold on;
plot(horas,v-Ta,'x')
ylabel ('Temperaturas (°C)')
xlabel ('Horas del día (h)')
legend('Tfo_{ teo} (°C)', 'Tfi (°C)')

% Capacidades de secado a lo largo del dia tipico
figure(8)
plot(horas,[mp.*(wcreresult-win)],'x'), hold on;
plot(horas,[mp.*(wsresult-win)],':')
xlabel('Horas del día (h)')
```

```
ylabel('Capacidad de secado')
legend('Capacidad de secado aire precalentado','Capacidad de secado aire no
precalentado')

% Eficacia de secado
figure(9)
plot(horas,Edry)
xlabel('Horas del día (h)')
ylabel('Eficacia de secado')

%Temperatura de salida del colector a lo largo del día
figure (10)
plot(horas,v-Ta, ':')
ylabel ('T_{a} (°C)')
xlabel ('Horas del día (h)')

% Eficacia de secado media
d=1; S_Edry=0; n_Edry=0;
for d=1:length(Edry)
    S_Edry = S_Edry + Edry(d);
    n_Edry = n_Edry +1;
end

Edry_med = S_Edry/n_Edry;
```

*Published with MATLAB® R2013b*

## **SUBPROGRAMA IRRADIACIÓN**

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% IRRADIACION BURKINA FASO %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

### 6 Inicializacion

```
clear all  
clc  
  
i = 1; j = 1; k = 1; m = 1; p = 1; a = 0; horas=25;  
S_Kt = 0; S_Imed = 0; S_Itilted = 0; S_Io = 0;  
wi=[]; v_Io=[]; v_Id=[]; v_Itilted=[]; Kt=[];
```

### 7 Datos de entrada

```
% Dia  
v_dia = [1:1:365];  
% Estamos en un día típico en Burkina Faso, a 15 de mayo de 2006.  
n = 135;  
  
% Hora (tiempo solar coincide con hora ya)  
v_hora = linspace(0,1440,25);  
t=v_hora;  
  
% Temperatura ambiente (dia típico Burkina Faso)  
v_Tamb = [25 25 25.8 25.8 25.8 25.8 25.8 25.8 25.8 30 32 34 35 36 37.5 37.5 37  
36 35 25.8 25.8 25.8 25 25 25];  
  
% Irradiacion sobre el plano horizontal  
v_Imed = [0 0 0 0 0 0 0 50 210 405 590 740 825 850 825 740 600 405 210 60 0 0 0  
0 0];  
  
% Latitud (N)  
fi = 12.23*pi/180;  
  
% Angulo inclinacion del colector (rad)  
beta = 8.83*pi/180;  
  
% Constante Solar (W/m^2)  
Gs = 1353;  
  
for d=1:365  
    % Constante solar corregida a lo largo del año (W/m^2)  
    Gon (d)= Gs * (1 + 0.033*cos((pi*2/365)*d));  
  
    % Declinacion a lo largo del año (º)  
    deltan(d) = 23.45*pi/180 * sin((pi*2/365)*(284+d));  
  
end
```

```
% Constante solar corregida del día estudiado (w/m^2)
Go = 1353 * (1 + 0.033*cos((2*pi/365)*v_dia(n)));

% Declinacion del día estudiado (i;%)
delta = 23.45*pi/180* sin((360/365)*(284+v_dia(n))*pi/180);

% Angulo horario de salida y puesta del sol sobre los planos horizontal (z)
% y el plano inclinado (t)
wsz = acos(-tan(fi)*tan(delta));
wst = acos(-tan(fi-beta)*tan(delta));
v_w =[abs(wsz) abs(wst)];
ws = min(v_w);

for i=1:horas

    % Angulo horario para cada dato
    wi (i) = (t(i)/60 - 12) * (15)*pi/180;

    % Radiacion solar extraterrestre
    if i==1
        wi_ant = wi(i);
    else
        wi_ant = wi(i-1);
    end

    v_Io(i) = ((cos(fi)*cos(delta)*(sin(wi(i))-sin(wi_ant))) + ((wi(i)-
wi_ant)*sin(fi)*sin(delta))) / (60*60*(pi/(12*3600*Go)));
    if v_Io(i)<0
        v_Io(i)=0;
    end

    % Imed = radiacion solar media en el plano horizontal en la hora i
    if abs(wi(i))<ws
        Kt (i) = v_Imed(i)/v_Io(i);
    else
        Kt(i) = 0;
    end

    S_Kt = S_Kt + Kt(i);

end

% Radiacion difusa
```

## 8 Correlacion de Erbs et al. 1982 para la componente difusa

```
for j=1:horas
    if (Kt(j)<0.22)|| (Kt(j)==0.22)
        v_Id(j) = (1 - (0.09*Kt(j)))*v_Imed(j);
    else if (Kt(j)>0.22)|| (Kt(j)<0.8)
        v_Id (j) = (0.9511 - (0.1604*Kt(j)) + (4.388*(Kt(j))^2) -
(16.638*(Kt(j))^3) + (12.33*(Kt(j))^4))*v_Imed(j);
```

```

else
    v_Id (j) = 0.165*v_Imed(j);
end
end
j = j+1;
end

```

## 9 Factor de radiacion difusa segun la correlacion

```

f = v_Id ./ v_Imed;

% Relacion In/It para la componente directa
for k=1:horas
    if abs(wi(k))<ws
        Rb(k) = ((cos(fi-beta)*cos(delta)*cos(wi(i))) + (sin(fi-
beta)*sin(delta))) / ((cos(fi)*cos(delta)*cos(wi(i)))+(sin(fi)*sin(delta)));
    else
        Rb(k) = 0;
    end
end
end

```

## 10 Calculo de la radiacion total sobre el plano inclinado y la directa

```

for m=1:horas
    % Radiacion sobre el plano inclinado
    v_Itilted(m) = (v_Imed(m)-v_Id(m))*Rb(m) + v_Id(m).*((1+ cos(beta))/2) +
v_Imed(m).*((0.2*(1-cos(beta)))/2);

    % Irradiación directa
    v_Idir(m)=(v_Imed(m)-v_Id(m))*Rb(m);
end

% %% Graficas
% % Temperatura ambiente a lo largo del dia
figure (1)
plot(t/60,v_Tamb)
ylabel('Tamb(°C)') % °C
xlabel('Horas del día') % h

% % Radiacion solar sobre el plano horizontal
figure (2)
plot(t/60, v_Imed)
ylabel('Imed(w/m^2)')
xlabel('Horas del día') % h

% % Declinacion
figure (4)
plot(v_dia,deltan*180/pi,'--'), hold on;
plot(v_dia,fi*180/pi*ones(1,365),'-'), hold on;
plot(v_dia,(fi*ones(1,365)-deltan)*180/pi,':')
ylabel('deltan, fi, (fi-deltan)')
xlabel('dia')
legend('Declinacion anual(deltan)','Latitud(fi)','Diferencia (fi-deltan)')

```



```
% % Radiacion solar extraterrestre y sobre el plano horizontal
figure (5)
plot(t/60,v_Imed,'o'), hold on;
plot(t/60,v_Itilted,':'), hold on;
plot(t/60,v_Io,'^')
ylabel('Imed (W/m^2), Itilted(W/m^2), Io(W/m^2)')
xlabel('Horas del día') % h
legend('Radiacion plano horizontal','Radiacion sobre el plano
inclinado','Radiacion extraterrestre')

% % Radiacion difusa
figure (7)
plot(t/60,v_Id,':'), hold on;
plot(t/60,v_Idir,'x'), hold on;
ylabel('Id(W/m^2), Ib (W/m^2)')
xlabel('Horas del día') % h
legend('Radiacion difusa', 'Radiacion directa')

% % Radiacion sobre los planos normal e inclinado
figure (9)
plot(t/60,v_Imed,'--'), hold on;
plot(t/60, v_Itilted,'x')
ylabel('Imed(W/m^2), Itilted(W/m^2)') % W/m^2
xlabel('Horas del día') % h
legend('Radiacion plano horizontal', 'Radiacion plano inclinado')

% % Constante solar corregida (año) y Constante solar
figure (10)
plot(v_dia,(Gs*ones(1,365)),'-'), hold on;
plot(v_dia, Gon,':')
ylabel('Gs, Go') % W/m^2
xlabel('dia')
legend('Constante Solar (Gs)', 'Constante solar corregida (Go)')
```

Published with MATLAB® R2013b

## **FUNCIÓN COLECTOR**

```
function [Tout rend] = COLECTOR (mp, Ip, Tap, Lp, Wp, ep, v_wp)

% FUNCION: [Tout rend] = COLECTOR (mp, Ip, Tap, Lp, Wp, ep, v_wp)
% Las variables de entrada son:
% Caudal masico
% Radiacion solar (instantanea)
% Temperatura ambiente
% Longitud del colector
% Anchura del colector
% Seccion del colector
% velocidad del viento

% La variable de salida es:
% Temperatura a la salida del colector
% Rendimiento del colector

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% COLECTOR %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

### **11 Parametros del Caso Nominal**

### **12 Irradiacion solar puntual (W/m<sup>2</sup>)**

```
I = Ip;
```

### **13 Energía solar absorbida por la placa, S (W/m<sup>2</sup>)**

```
tao_alpha = 0.82;
S = tao_alpha * I;
```

### **14 Caudal masico (kg/s)**

```
m = mp;
```

### **15 Dimensiones de la placa del colector solar**

Anchura del colector (m)

```
w = Wp;
% Longitud del colector (m)
L = Lp;
% Espesor inicial del colector - entre la placa y la cubierta -
e = ep;
% Velocidad del viento (m/s)
v_w = v_wp;

% Relaciones
```

```
% Area del cubierta (m^2)
AC = L * W;
% Area de paso del fluido (m^2)
AS = W * e;
% Perimetro (m) del cubierta
PC = 2 * (W + L);
% Perimetro de la seccion de paso del fluido (m)
PS = 2 * (W + e);
% Diametro hidraulico (m)
Dh = (4 * AS) / PS;
% Longitud caracteristica (m)
LC = AC / PC;

% Temperaturas
% Temperatura ambiente (K)
Ta = Tap;
Tamb = 298; %Para el cálculo de propiedades
```

## 16 GUESS

Temperatura de la placa (K)

```
Tp = 343;
% Temperatura de la cubierta de cubierta(K)
Tc = 313;
% Temperatura de la superficie externa del aislante(K)
% Tais = 308;
% Temperatura del fluido en la entrada del colector(K)
Tf_in = Ta;
Tf = Tf_in;
```

## 17 Constantes

Constante de Boltzmann (W/m^2\* K)

```
sigma = 5.670400 *10^-8;

% Caracteristicas del cubierta de la cubierta
% Conductividad termica del cubierta (W/m K)
K_c = 0.6;
% Espesor cubierta de la cubierta (m)
e_c = 0.003;

% Caracteristicas del aislante (madera) de la caja
% Conductividad termica del aislante (W/m K)
K_ais = 0.04;
% Espesor del aislante (m)
e_ais = 0.040;

% Emisividades de la placa absorbente y el cubierta
Ep = 0.95;
Ec = 0.88;
```

% Ecuaciones para obtener las propiedades del aire en funcion de  
% la temperatura

### 18 Densidad (kg/m<sup>3</sup>)

$\rho(T) = -3.688 \cdot 10^{-3} \cdot (T) + 2.2881$ ;

### 19 Viscosidad dinamica (kg/m\*s)

$\mu(T) = 4.657 \cdot 10^{-8} \cdot (T) + 6.2356$ ;

### 20 Viscosidad cinematica (m/s<sup>2</sup>)

$\nu(T) = \mu(T)/\rho(T)$ ;  $\nu(T) = ((4.657 \cdot 10^{-8} \cdot (T) + 6.2356)/(-3.688 \cdot 10^{-3} \cdot (T) + 2.2881))$ ;

### 21 Conductividad (W/m\*K)

$k(T) = 7.393 \cdot 10^{-5} \cdot (T) + 3.8972 \cdot 10^{-3}$ ;

### 22 Calor especifico a 300K ya que permanece practicamente invariante (J/kg\*K)

$C_p = 1.0063 \cdot 10^3$ ;

### 23 Coeficiente de difusion termica

$\alpha(T) = 1.3871 \cdot 10^{-7} \cdot (T) - (1.9494 \cdot 10^{-5})$ ;

### 24 Prandtl

$Pr(T) = 0.764122 - 1.651 \cdot 10^{-4} \cdot (T)$ ;

### 25 Coeficiente de expansion termica (1/K)

$\beta(T) = 5.9994 \cdot 10^{-3} - 1.0415 \cdot 10^{-5} \cdot (T)$ ;

% velocidad del fluido

$v_f = (m / (((-3.688 \cdot 10^{-3} \cdot T_f) + 2.2881) \cdot A_s))$ ;

Error using COLECTOR (line 24)  
Not enough input arguments.

### 26 Proceso iterativo

$tol = 1 \cdot 10^{-4}$ ;  
error = 1;  
iter = 0;

while ((error>tol))

iter = iter + 1;

%%  
% CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Calculo del coeficiente de radiacion (w/m K)

hr = (sigma * (Tp + Tc) * ((Tp).^2 + (Tc).^2)) / ((1/Ep) + (1/Ec) - 1);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Calculo del coeficiente de conveccion entre la cubierta y el fluido
% de trabajo, h1 (w/mK)

% Numero de Reynolds
Re_1 = ((-3.688*10^-3 * ((Tc+Tf)/2) + 2.2881)*vf*Dh)/(4.657*10^-8 *
((Tc+Tf)/2) + 6.2356e-6);

% Bucle para hallar el Nusselt de acuerdo a la correlacion
% correspondiente (condicionado por el Reynolds)

if (Re_1>3000)
    % Correlacion de Singh y kumar (2012)
    %Nu_1 = 0.707 * ((Re_1)^0.477) * ((Pr_1)^0.4);
    Nu_1 = 0.707*((Re_1)^0.477)*((0.764122-1.651*10^-4 * ((Tc+Tf)/2))^0.4);

elseif ((Re_1<3000)&&(Re_1>2300))
    % Correlacion de Kays and Crawford 1980
    Nu_1 = 0.0158 * ((Re_1)^0.8);

elseif (Re_1<2300)
    % Correlacion de Mercer et al. 1967
    Nu_1 = 4.9 +
    ((0.0606*((Re_1*Dh)/Lp)^0.5)/(1+(0.0909*(((Re_1*Dh)/Lp)^0.7) * (0.764122-
    1.651*10^-4 * ((Tc+Tf)/2))^0.17)));

end

% Hallar el coeficiente de conveccion entre la cubierta y el fluido
h1 = (Nu_1 * (7.393 * 10^-5 * ((Tc+Tf)/2) + 3.8972 * 10^-3)) / Dh ;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Calculo del coeficiente de conveccion entre la placa y el fluido
% de trabajo, h2 (w/mK)
% Correlacion Singh y kumar (2012)

% Numero de Reynolds
Re_2 = ((-3.688*10^-3 * ((Tp+Tf)/2) + 2.2881)*vf*Dh)/(4.657*10^-8 *
((Tp+Tf)/2) + 6.2356*10^-6);

% Bucle para hallar el Nusselt de acuerdo a la correlacion
% correspondiente (condicionado por el Reynolds)

if (Re_2>3000)
    % Correlacion de Sighn

```

```
%Nu_2 = 0.707 * ((Re_2)^0.477) * ((Pr_2)^0.4);
Nu_2 = 0.707*((Re_2)^0.477)*((0.764122-1.651*10^-4 * ((Tp+Tf)/2))^0.4);

elseif ((Re_2<3000)&&(Re_2>2300))
    % Correlacion de Kays and Crawford 1980
    Nu_2 = 0.0158 * ((Re_2)^0.8);

elseif (Re_2<2300)
    % Correlacion de Mercer et al. 1967
    Nu_2 = 4.9 +
    ((0.0606*((Re_2*Dh)/Lp)^0.5)/(1+(0.0909*(((Re_2*Dh)/Lp)^0.7)* (0.764122-
    1.651*10^-4 * ((Tp+Tf)/2))^0.17)));

end

% Hallar el coeficiente de conveccion entre la placa y el fluido
h2 = (Nu_2 * (7.393 *10^-5 * ((Tp+Tf)/2) + 3.8972 * 10^-3)) / Dh ;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Cálculo de Ut
```

## 27 $U_t = h_{r\_ca} + U_c$ ;

$U_c = (1 / ((e_c / K_c) + (1/h_{ec})))$ ;  $h_{r\_ca} = E_c * \sigma * (T_c + T_a) * ((T_c)^2 + (T_a)^2)$ ;

## 28 Para hallar $U_c$ , necesitamos primero $h_{ec}$ :

Correlacion de Mc Adams (1954) (considerando los efectos del viento exterior)

```
hec = 5.6 + 3.8*v_w;

%%% Cálculo de Uc
uc = ( 1 / ((e_c / K_c) + (1/hec)))
```

## 29 Cálculo de $h_{r\_ca}$

```
hr_ca = E_c * sigma * (Tc + Ta) * ((Tc)^2 + (Ta)^2);

% Cálculo de Ut
Ut = hr_ca + Uc;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Cálculo de Ub
% Ub = ( 1 / ((e_ais / K_ais) + (1/heais)))
```

## 30 Para hallar $U_b$ es necesario obtener el coeficiente entre la

## 31 superficie del aislante del colector y el ambiente:

Correlacion de Mc Adams (1954) (considerando los efectos del viento exterior)

```

hea = 5.6 + 3.8*v_w;

ub = ( 1 / ((e_ais / K_ais) + (1/hea)));

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% CALCULO DE F' Y U1
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Cálculo de F'
F = (hr * h1 + Ut * h2 + h2 * hr + h1 * h2) / ((Ut + hr + h1) * (Ub + h2 +
hr) - hr^2);

% Cálculo de U1
U1 = (((Ub + Ut) * ((hr * h1) + (h2 * hr) + (h1 * h2))) + ((Ub * Ut) * (h1 +
h2)) ) / ( (hr * h1) + (Ut * h2) + (h2 * hr) + (h1 * h2));

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Asumiendo que F' y U1 son independientes de la posición, si conocemos
% la temperatura de entrada al colector, podemos conocer la temperatura
% de salida

Tf_out1 = Ta + S/U1 * (1-exp(-F*U1*w*Lp/(m*Cp)));

% Temperatura media del fluido del trabajo
Tf_med = Ta + (S/U1)*(1-m*Cp/(w*F*U1*Lp)*(1-exp(-w*F*U1*Lp/(m*Cp))));

% Calor útil (Tf_med)
Qu = F * (S - U1 .* (Tf_med - Ta))* w * Lp;

% Comprobación de la temperatura de salida del colector
Tf_out2 = Tf_in + (Qu / (m * cp));

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% TEMPERATURAS DE LA PLACA Y EL CUBIERTA DE LA CUBIERTA
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Tp2 = Tf_med + (S*(Ut+hr+h1)-(Tf_med-
Ta).*(Ut*hr+Ut*Ub+Ub*hr+Ub*h1))./((Ut+hr+h1)*(Ub+h2+hr)-hr^2);

Tc2 = ((S*hr-(Tf_med-
Ta).*(Ut*h2+Ut*Ub+Ut*hr+Ub*hr))./((Ut+hr+h1)*(Ub+h2+hr)-hr^2))+Tf_med;

v_error = [(abs(Tp2-Tp));(abs(Tc2-Tc));(abs(Tf_out2-Tf_out1))];
error = max (v_error);

Tp = Tp2;
Tc = Tc2;
Tf = Tf_med;

```

```
end

Tout = Tf_out2;

if I==0
    rend=0;
else
    rend = (m*Cp*(Tf-Tf_in))/(I*Ac);
end

end
```

*Published with MATLAB® R2013b*



## **FUNCIÓN SECADERO**

```
function [Wo Tsat] = SECADERO (Tin, wi, fip)

% FUNCION: [Wo Tsat]=SECADERO (Tin, wi, fip)
% Las variables de entrada son:
% Temperatura de entrada a la camara de secado
% Relacion de humedad a la entrada de la camara de secado
% Humedad relativa ambiente

% Las variables de salida son:
% Relacion de humedad a la salida de la camara de secado
% Temperatura de saturacion

% Temperatura de entrada a la camara de secado
Tindry = Tin;
```

### 32 Humedad relativa del ambiente

```
Fi = fip;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% SECADERO %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

Error using SECADERO (line 14)  
Not enough input arguments.

### 33 Datos de partida

### 34 Humedad relativa del aire a la salida (saturado): 100%

```
Fsat = 1;
```

### 35 Constante de los gases (J/kg\*K)

```
R = 287;
% Presion atmosferica (Pa)
Patm = 101300;
```

### 36 Parametros de referencia

Temperatura de referencia (K)

```
T_0 = 295;
% Presion de referencia a 295K (Pa)
P_0 = 2810;
% Entalpia del cambio de fase a 295 K, Hfs=hf-hv (J/kg)
% hf=2542.9*10^3
% hv=96.46*10^3
```

```
Hfs = 2446.44*1000;  
% Temperatura de referencia 273K  
Tref = 273;  
% Entalpia vapor saturado a T = 273 K (J/kg)  
href = 2502*1000;
```

### 37 Propiedades

```
% AIRE
```

### 38 Calor específico a T=300K ya que permanece prácticamente invariante (J/kg\*K)

```
Cp = 1.0063*10^3;  
  
% AGUA  
% Agua liquida ("w") (se asumen ctes con T)
```

### 39 Densidad (kg/m^3)

```
rho_w = 9.9733*10^2;
```

### 40 Viscosidad dinamica (N\*s/m^2)

```
mu_w = 959*10^-6;
```

### 41 Viscosidad cinematica (m/s^2)

```
nu_w = mu_w/rho_w;
```

### 42 Conductividad (W/m\*K)

```
k_w = 0.60781;
```

### 43 Calor específico (J/kg\*K)

```
Cw = 4.181*10^3;
```

### 44 Coeficiente de difusion termica

```
alpha_w = 1.4956*10^-7;
```

### 45 Prandtl

```
Pr_w = 6.24;
```

## 46 Coeficiente de expansion termica (1/K)

$\beta_{a_w} = 227.5 \cdot 10^{-6};$

% Vapor de agua ("\_v") (se asumen ctes con T)

## 47 Densidad (kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_{a_v} = 1/51.94;$

## 48 Viscosidad dinamica (N\*s/m<sup>2</sup>)

$\mu_{a_v} = 8.89 \cdot 10^{-6};$

## 49 Viscosidad cinematica (m/s<sup>2</sup>)

$\nu_{a_v} = \mu_{a_v} / \rho_{a_v};$

## 50 Conductividad (W/m\*K)

$k_{a_v} = 19.5 \cdot 10^{-3};$

## 51 Calor especifico (J/kg\*K)

$C_{p_{a_v}} = 1.868 \cdot 10^3;$

## 52 Prandtl

$Pr_{a_v} = 0.849;$

## 53 Entrada del secadero

Condiciones de entrada

```
% Entalpia del aire (J/kg)
ha_i = Cp * (Tindry - Tref);
% Entalpia del vapor de agua (J/kg)
hv_i = Cp_v * (Tindry - Tref) + href;

% Wi es conocida (entra a la funcion)
```

## 54 Salida del secadero

```
% Inicializacion
error = 1;
tolerancia = 1*10^-6;
Tsat = 300; %(K)
```

```
% Vectores
k = 1;
i = 1;
x = [];
x(1) = Tsat;

while (error>tolerancia)

    % Presion de saturacion para Tsat=x(k)
    Psat_out = P_0 * exp((-Hfs/R)*((1/x(k))-(1/T_0)));

    % Wo para Tsat=x(k)
    Wo = 0.622*Fsat*Psat_out / (Patm - Fsat*Psat_out);

    % Entalpías para Tsat=x(k)
    ha_o = Cp * (x(k) - Tref);
    hv_o = Cp_v * (x(k) - Tref) + href;
    hl = Cw * (x(k) - Tref);

    % f(Tsat)=0 --> f ( x(k) )
    f = ha_i + wi*hv_i + hl*(wo-wi) - ha_o - wo*hv_o;

    % f'(Tsat)=0 --> f' ( x(k) )

    % dwo = (A+B)/(C^2);

    A = 0.622*Fsat*P_0*(Hfs/(R*(x(k)^2)))*exp((-Hfs/R)*((1/x(k))-
(1/T_0)))*(Patm-Fsat*P_0*exp((-Hfs/R)*((1/x(k))-(1/T_0))));
    B = 0.622*Fsat*P_0*exp((-Hfs/R)*((1/x(k))-(
1/T_0)))*Fsat*P_0*(Hfs/(R*(x(k)^2)))*exp((-Hfs/R)*((1/x(k))-(1/T_0)));
    C = Patm - Fsat*P_0*exp((-Hfs/R)*((1/x(k))-(1/T_0)));

    dwo = (A+B)/(C^2);

    df = Cw*(wo-wi) - Cp - Cp_v*wo + dwo * (Cp_v*(Tref-x(k)) + Cw*(x(k)-Tref) -
href);

    % Newton Raphson
    x(k+1) = x(k) - f/df;

    if x(k+1)>330
        x(k+1)=295;
    end

    error = abs((x(k+1)- x(k)) / x(k));
    k = k+1;

end

Tsat = x(k);
```

```
% Ya se han realizado todos los calculos. Ahora se van a comprobar.
```

```
% Presion de saturacion para Tsat definitiva
```

```
Psat_out = P_0 * exp((-Hfs/R)*((1/Tsat)-(1/T_0)));
```

```
% Wo para Tsat definitiva
```

```
wo1 = 0.622*Fsat*Psat_out / (Patm - Fsat*Psat_out);
```

```
% Entalpias para Tsat definitiva
```

```
ha_o = Cp * (Tsat - Tref);
```

```
hv_o = Cp_v * (Tsat - Tref) + href;
```

```
h1 = Cw * (Tsat - Tref);
```

```
wo2 = (ha_o - ha_i + wi*(h1-hv_i))/(h1 - hv_o);
```

```
% Comprobacion: la diferencia (dif) es minima o nula:
```

```
dif = wo2 - wo1;
```

```
% Asignacion de los parametros de salida de la funcion:
```

```
wo = wo2;
```

```
end
```

*Published with MATLAB® R2013b*

## SUBPROGRAMA ANÁLISIS PARAMÉTRICO

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% RESULTADO Variacion TEMPERATURA AMBIENTE %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

### 55 INICIALIZACION

Parametros del Caso Nominal

```
mp = 0.025;  
Ip = 850;  
ep = 0.05;  
Lp = 1.5;  
wp = 0.5;  
% Tap = 298; AHORA VARIA LA TEMPERATURA AMBIENTE  
Fip = 0.5;  
v_wp = 3;  
  
Patm = 101300;  
P_0 = 2810;  
T_0 = 295;  
Fi = 0.5;  
Hfs = 2446.44*1000;  
R = 287;  
  
Edry = []; Tresult = []; Rcol = []; wcresult=[]; wsresult=[];
```

### 56 Manteniendo todo constante se varia la temperatura ambiente

```
Ta = [288:1:318];  
  
for i=1:length(Ta)  
  
    % Temperatura ambiente  
    Tap = Ta(i);  
    % Presion de saturacion en condiciones ambiente  
    Psat_i (i)= P_0 * exp((-Hfs/R) * ((1/Tap) - (1/T_0)));  
    % Wi  
    win (i)= 0.622*Fi*Psat_i (i) / (Patm-Fi*Psat_i(i));  
    wi = win(i);  
  
    % Temperatura a la salida del colector  
    [Tout rend] = COLECTOR (mp, Ip, Tap, Lp, wp, ep, v_wp) ; figure(1);  
    Tresult(i) = Tout-273; % °C  
    Rcol (i)= rend*100; %Rendimiento del colector  
  
    % Humedad relativa a la salida de la camara de secado en el sistema con  
    % colector antes de dicha camara  
  
    [wout1 Tsat1] = SECADERO (Tout, wi, Fip); figure(2);
```

```
wcresult (i) = Wout1;

% Humedad relativa a la salida de la camara de secada en el sistema sin
% colector antes de dicha camara

[Wout2 Tsat2] = SECADERO (Tap, Wi, Fip); %figure(3);
wsresult (i) = Wout2;

i=i+1;

end
```

## 57 Eficiencia secadero solar:

```
Edry = (wcresult-win) ./ (wsresult-win);
```

## 58 A continuación se muestran los resultados gráficamente

```
% Sección vs Temperatura de salida del colector
figure (1)
plot(Ta-273,Tresult)
xlabel ('T_a (°C)')
ylabel ('T_{fo} (°C)')

% Rendimiento colector vs Sección
figure (2)
plot(Ta-273,Rcol, 'x')
xlabel ('T_a (°C)')
ylabel ('Rendimiento del colector (%)')

% Sección vs Eficacia del secadero solar
figure (4)
plot(Ta-273,Edry, 'x')
xlabel ('T_a (°C)')
ylabel ('Eficacia de secado')
```

*Published with MATLAB® R2013b*

